



DIPLOMARBEIT

Regelkonzept für den geschlossenen Dampfkreislauf eines Parabolrinnenkraftwerks mit Direktverdampfung und Organic Rankine Cycle

Vorgelegt von
Barbara Weinzierl

zum
Erlangen des akademischen Grades

Diplomingenieur

(Dipl.-Ing.)

Betreuerin:	M.Sc. Lisa Willwerth
Erster Prüfer:	Prof. Dr. rer. nat. Christian Sattler
Zweiter Prüfer:	Prof. Dr.-Ing. habil. Antonio Hurtado
Tag der Einreichung:	6. Juni 2017



Aufgabenstellung für die Diplomarbeit Nr. 1/2016

Für: Frau Barbara Weinzierl, Matrikelnummer 3762678
Thema: Regelkonzept für den geschlossenen Dampfkreislauf eines Parabolrinnenkraftwerks mit Direktverdampfung und Organic Rankine Cycle

Zielsetzung:

Im Rahmen des Projektes REELCOOP wird im Winter 2016 in Tunis eine Anlage zur solarthermischen Stromerzeugung aufgebaut. Sie besteht aus einem Parabolrinnensolarfeld mit ca. 1000m² Aperturfläche mit dem eine ORC Turbine angetrieben werden soll.

Das Anlagenkonzept beinhaltet einen geschlossenen Dampfkreislauf, dessen Regelung durch den Füllstand der Dampftrommel und die dampfseitige Füllstandsregelung in den Wärmeübertragern der ORC Turbine im Rahmen der Diplomarbeit erarbeitet und berechnet werden soll. Im Idealfall kann die Anlage rechtzeitig in Betrieb genommen werden, so dass während eines Aufenthalts in Tunis die entwickelte Regelstrategie implementiert, getestet und validiert werden kann.

Sollte auf Grund von zeitlichen Verzögerungen auf der Baustelle eine Validierung vor Ort nicht möglich sein, kann eine Validierung mit Hilfe einer Simulation anhand von bereits validierten Modellen erfolgen.

Aufgabenstellung:

- Entwurf einer Füllstandsregelung für Dampftrommel und Wärmeübertrager eines Parabolrinnenkraftwerks mit Direktverdampfung und ORC
- Validierung des Regelkonzepts durch
 - Entweder Messungen
 - Mitwirkung bei der Inbetriebnahme des Kraftwerks
 - Implementierung der Regelung
 - Test der Funktionalität
 - Aufbereitung und Auswertung von Messdaten
 - Optimierung von Parametern
 - Oder Simulation
 - Erstellen eines Simulationsmodells der Anlage
 - Modellierung der Regelung
 - Simulation zur Überprüfung der Funktionalität
 - Optimierung von Parametern

Betreuer: M.Sc. Lisa Willwerth

1. Prüfer: Prof. Dr. rer. nat. Christian Sattler

2. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. habil. Antonio Hurtado

Ausgehändigt am 13.12.2016

Einzureichen bis: 23.05.2017

Prof. Dr.-Ing. Wilfried Hofmann
Vorsitzender des Prüfungsausschusses

TU Dresden
Prüfungsamt

Prof. Dr. rer. nat. Christian Sattler
Verantwortlicher Hochschullehrer

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die von mir am heutigen Tag eingereichte Diplomarbeit zum Thema:

Regelkonzept für den geschlossenen Dampfkreislauf eines Parabolrinnenkraftwerks
mit Direktverdampfung und Organic Rankine Cycle

vollkommen selbstständig und nur unter Verwendung der in der Arbeit angegebenen Literatur
und Abstimmungspartner angefertigt habe.

Dresden, den

Kurzfassung

Im Rahmen des Projekts REELCOOP wird in Tunis ein Parabolrinnenkraftwerk errichtet, bei dem die Energie des direkt im Solarfeld erzeugten Wasserdampfs in zwei Wärmeübertragern an einen Organic Rankine Cycle (ORC) abgegeben wird. In dieser Arbeit wird ein Regelkonzept entwickelt, welches in der Lage ist, den Kondensatfüllstand in den Wärmeübertragern innerhalb der zulässigen Grenzen zu halten. Hierfür wird ein Modell des Speisewasserkreises aufgestellt und dieses in einer Simulation zur Analyse der transienten Vorgänge bei Strahlungsänderungen genutzt. Auf Grundlage der Simulationsergebnisse wird ein Regelkonzept vorgeschlagen und die Reglerparameter werden ermittelt. Berechnungen zeigen, dass der im System zur Druckhaltung eingesetzte Expansionstank einen entscheidenden Einfluss auf die Regelgröße besitzt. Dem begegnet das vorgeschlagene Konzept mit einer von den Druckverhältnissen abhängigen Reglereinstellung. Eine Simulation des geschlossenen Regelkreises bei verschiedenen Betriebsfällen überprüft das Regelverhalten und zeigt, dass die gestellten Anforderungen erfüllt werden. Zudem wird deutlich, dass die Güte der ORC-Regelung entscheidend für die Stabilität des Gesamtsystems ist.

Abstract

Within the REELCOOP project a parabolic trough power plant is constructed in Tunis. The energy of the steam, which is directly generated in the solar field, is transferred to an organic Rankine cycle (ORC) by two heat exchangers. This work develops a control concept that keeps the condensate level in the heat exchangers within the admissible limits. To this end, the feed water cycle of the plant is modelled and the transient behavior of irradiation disturbances is analyzed. Based on the simulation results, a control concept is designed and the corresponding control parameters are determined. The simulation shows that the expansion tank, which serves to maintain the pressure in the system, has a significant influence on the controlled variable. The suggested concept addresses this behavior by a control setting that depends on the pressure conditions. A simulation of the closed loop examines the control behavior for different operation cases and shows that the control requirements are fulfilled. Additionally, the simulation illustrates that the control of the ORC is crucial to the stability of the overall system.

Inhaltsverzeichnis

AUFGABENSTELLUNG	II
KURZFASSUNG	III
ABSTRACT	IV
SELBSTSTÄNDIGKEITSERKLÄRUNG	III
INHALTSVERZEICHNIS	V
ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS	VI
VERWENDETE FORMELZEICHEN UND INDIZES	VII
1 EINLEITUNG	1
2 GRUNDLAGEN	3
2.1 SOLARTHERMISCHE KRAFTWERKE	3
2.2 DIREKTVERDAMPFUNG	6
2.3 ANLAGENBESCHREIBUNG	12
3 FORMULIERUNG DER REGELAUFGABE	18
3.1 ZIELSTELLUNG	18
3.2 ZUSAMMENHANG ZWISCHEN DEN REGELGRÖßEN	18
3.3 ANFORDERUNGEN AN DIE REGELUNG	19
4 MODELLIERUNG DER REGELSTRECKE	24
4.1 FÜLLSTAND IN DEN WÄRMEÜBERTRAGERN	25
4.2 ZENTRALES MODELL DER REGELSTRECKE	27
4.3 WÄRMEÜBERTRAGUNG	28
4.4 DRUCK IN DER DAMPFTROMMEL	31
4.5 DRUCKVERLUSTE IM SPEISEWASSERKREIS	37
4.6 SPEISEWASSERPUMPE	42
4.7 EXPANSIONSTANK	47
4.8 DETAILLIERTES GESAMTMODELL DER REGELSTRECKE	49
5 REGELKONZEPT	51
5.1 ANALYSE DER REGELSTRECKE	51
5.2 REGLERENTWURF	63
5.3 ANALYSE DES GESCHLOSSENEN REGELKREISES	67
5.4 BEWERTUNG DES REGELKONZEPTS	77
6 ZUSAMMENFASSUNG	82
LITERATURVERZEICHNIS	83
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	86
TABELLENVERZEICHNIS	89
ANLAGEN	90

Abkürzungsverzeichnis

AES	Alternative Energy Systems
ANI	Aperture Normal Irradiance (engl. Direktstrahlung, normal zur Aperturfläche)
AP	Arbeitspunkt
ARW	Anti Reset Windup (engl. Mechanismus zur Vermeidung des Windup-Effekts)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DISS	Direct Solar Steam (Projektname)
DNI	Direct Normal Irradiance (engl. direkte Normalstrahlung)
DT	Dampftrommel
EES	Engineering Equation Solver
ENIT	Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis (frz. Technische Universität Tunis)
EU	Europäische Union
ExpT	Expansionstank
TES	Thermischer Energiespeicher
ORC	Organic Rankine Cycle
MENA	Middle East and North Africa (engl. Mittlerer Osten und Nordafrika)
P&ID	Piping and Instrumentation Diagram (engl. Rohrleitungs- und Instrumentenfließschema)
PCM	Phase Change Material (engl. Phasenwechselmaterial)
REELCOOP	REnewable ELelectricity COOPeration (Projektname)
WÜ	Wärmeübertrager

Verwendete Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen

A	Querschnittsfläche
c	Spezifische Wärmekapazität
d	Durchmesser
ANI	Aperture Normal Irradiance (engl. Direktstrahlung, normal zur Aperturfläche)
f	Frequenz
G	Übertragungsfunktion
h	Enthalpie
H	Ventilhub
H	Förderhöhe einer Pumpe
k	Wärmedurchgangskoeffizient
K	Proportionalitätskonstante
k_V	kv-Wert
K_{VS}	Kvs-Wert
L	Länge
l	Füllstand
m	Masse
\dot{m}	Massenstrom
n	Drehzahl
O	Oberfläche
p	Druck
P	Leistung
r	relativer Anteil
R	universelle Gaskonstante
R_p	Druckverlustkonstante
SV	Stellverhältnis
\dot{Q}	Wärmestrom
s	Schlupf
s	komplexe Laplacevariable
t	Zeit
T	absolute Temperatur in Kelvin
T	Zeitkonstante
U	innere Energie
V	Volumen

\dot{V}	Volumenstrom
W	Arbeit
w	Fluidgeschwindigkeit
x	Dampfmassenanteil
ζ	Druckverlustbeiwert
η	Wirkungsgrad
ϑ	Temperatur in °C
λ	Rohrreibungszahl
λ	Wärmeleitfähigkeit
ρ	Dichte

Indizes

Amb	Ambient (engl. für Umgebung)
Ap	Apertur
ASM	Asynchronmotor
ab	Abgeführter Massenstrom
Byp	Bypass
d	dampfförmig (gesättigter Zustand)
D	Dampf
DT	Dampftrommel
el	elektrisch
fl	flüssig
ges	gesamt
G	Grädigkeit
Exp	Expansionstank
hydr	hydraulisch
I	Integral
in	Eingangsgröße eines Wärmeübertragers
Iso	Isolierung
K	Kondensat
konstr	konstruktiv
m	mittlerer Wert
max	Maximalwert
mech	mechanisch
min	Minimalwert
N	Nachstellzeit
N2	Stickstoff

ORC	Parameter des Organic Rankine Kreisprozesses
out	Ausgangsgröße eines Wärmeübertragers
P	Proportionalwert
Rez	Rezirkulationsmassenstrom
RL	Rohrleitungen
SF	Solarfeld
Sol	Solar
Spw	Speisewasser
SpwK	Speisewasserkreis
SpwP	Speisewasserpumpe
stat	statisch
u	Verzugszeit
V	Ventil
Verb	Verbindung
Verl	Verluste
VW	Vorwärmung
W	Wasser
WÜ	Wärmeübertrager
WÜ1	oberer Wärmeübertrager
WÜ1	unterer Wärmeübertrager
0	Anfangswert

Sonstige Kennzeichnungen

x'	Stoffwert am Siedepunkt
x''	Stoffwert am Sattdampfpunkt
x^*	Wert im Auslegungsfall, bzw. Sollwert der Regelung
\dot{x}	Erste Ableitung nach der Zeit (d/dt)
\ddot{x}	Zweite Ableitung nach der Zeit (d^2/dt^2)

1 EINLEITUNG

Der weltweite Energieverbrauch ist in den vergangenen 10 Jahren um 22 % gestiegen [1]. Der Zuwachs ist vor allem in Asien und Australien, dem Nahen Osten und Afrika zu verzeichnen. Während der Primärenergieverbrauch Europas im Jahr 2015 im Vergleich zum Vorjahr um 0,1 % angestiegen ist, stieg die Nachfrage in Afrika und im Nahen Osten um 1,6 % bzw. 4,2 %. Abgesehen von der Tatsache, dass fossile Energieträger begrenzt sind, spielen für viele Staaten Versorgungssicherheit und die Unabhängigkeit von Energieimporten politisch eine zunehmend wichtige Rolle. Die MENA-Region (Middle East and North Africa) weist neben einem steigenden Energiebedarf auch ein hohes Potential für die Stromerzeugung aus regenerativen Energiequellen auf. Viele Staaten dieser Region haben sich deshalb ehrgeizige Ziele in deren Nutzung gesteckt. Tunesien möchte beispielsweise bis zum Jahr 2030 einen Anteil von 30 % des Primärenergiebedarfs aus erneuerbaren Energien decken und damit die stetig steigenden Energieimporte (36 % in 2014) reduzieren [2], [3]. Vorwiegend soll hierzu in Windkraft und Photovoltaik investiert werden. Bei einem zunehmenden Anteil von regenerativen Energieerzeugern im Netz wird aber auch der Einsatz von solarthermischen Kraftwerken interessant. Denn aufgrund der geringeren Kosten von thermischen gegenüber elektrischen Speichern bieten diese den bedeutenden Vorteil der Grundlastfähigkeit [4].

Folglich wird in den kommenden Jahrzehnten der Bedarf an kommerziell einsetzbaren Technologien zur Energieerzeugung mittels konzentrierender Solarstrahlung in der MENA-Region zunehmen [5]. Die Stromgestehungskosten eines Parabolrinnenkraftwerks inklusive Speicher liegen derzeit zwischen 13 ct/kWh und 17 ct/kWh [6]. Eine Möglichkeit, diesen hohen Kosten zu begegnen, verspricht die sogenannte Direktverdampfung. Durch den Einsatz von Wasser als Wärmeträgermedium, welches direkt in den Absorberrohren verdampft, können höhere Temperaturen und damit höhere Wirkungsgrade als mit dem bisher eingesetzten Thermoöl erzielt werden.

Das Projekt REELCOOP (REnewable ELelectricity COOPeration), in dessen Rahmen diese Arbeit verfasst wird, verbindet die Forschung an der direkten Dampferzeugung mit dem wissenschaftlichen Austausch zwischen den Projektpartnern aus Europa und der MENA-Region. Auf dem Gelände der Technischen Universität Tunis (ENIT - Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis) wird ein Forschungskraftwerk errichtet, das die Untersuchung der direkten Dampferzeugung in Verbindung mit einem Organic Rankine Kreisprozess (ORC), einem Latentwärmespeicher und der Nutzung von Biomasse ermöglichen sollen.

Eine der Herausforderungen bei der Direktverdampfung ist die Regelung des Wasser-/Dampfkreislaufs. In vorangegangenen Arbeiten wurden bereits Regelkonzepte entwickelt, welche in der Lage sind, die Frischdampfparameter am Eingang der Turbine sowie den Füllstand der Dampftrommel zu kontrollieren [7], [8].

Die im Rahmen von REELCOOP errichtete Anlage unterscheidet sich in zwei wesentlichen Punkten von den bisher untersuchten Systemen: Erstens entspannt sich der Dampf nicht direkt in einer Turbine, sondern gibt seine Energie durch Kondensation in zweien in Reihe angeordneten Wärmeübertragern an einen Sekundärkreis ab. Zweitens handelt es sich um einen geschlossenen Dampfkreislauf, zu dessen Druckhaltung ein Expansionstank eingesetzt wird. Dieser verursacht Ausgleichsströme, welche das System zusätzlich beeinflussen. Der Aufbau der Anlage erfordert deshalb eine zusätzliche Regelung des Kondensatlevels in den Wärmeübertragern, welche zudem die Auswirkungen des Expansionstanks berücksichtigt.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist deshalb der Entwurf eines Regelkonzepts, welches die beiden Füllstände in Dampftrommel und Wärmeübertrager innerhalb der vorgegebenen Grenzen hält. Hierfür wird in Kapitel 2 nach einer Einführung in die Technologie der solaren Direktverdampfung das REELCOOP-Projekt kurz vorgestellt und dessen Aufbau und Funktionsweise erläutert. Darauf folgt die Formulierung der Regelaufgabe in Kapitel 3. Der gegenseitige Einfluss der Regelgrößen wird erläutert und die Anforderungen an die Regelung festlegt. Um zu beurteilen, wie die Regelaufgabe bestmöglich erfüllt werden kann, werden zunächst die einzelnen Einflüsse auf die Regelstrecke untersucht. Dies geschieht in Kapitel 4, welches für alle Komponente der Regelstrecke Modellgleichungen formuliert. Das so gefundene Gesamtmodell wird in der Software Engineering Equation Solver (EES) implementiert und dient dem Entwurf des Regelkonzepts in Kapitel 5. Zur Analyse der Regelstrecke werden hier zunächst das unregelte Verhalten bei Strahlungsänderungen und die Sprungantwort der Stellglieder simuliert. Die Ergebnisse führen zum Entwurf des Regelkonzepts. Dieses wird ebenfalls im Simulationsmodell implementiert und dessen Verhalten bei verschiedenen Betriebsfällen überprüft. Abschließend erfolgt eine Bewertung des Regelkonzepts und eine Abschätzung, welche Abweichungen sich durch die getroffenen Modellannahmen für die Praxis ergeben.

2 GRUNDLAGEN

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die Technologien zur Energieerzeugung¹ mittels konzentrierender Solarstrahlung. Der Schwerpunkt liegt dabei auf Parabolrinnenkraftwerken und im speziellen auf der solaren Direktverdampfung, welche im Projekt REELCOOP angewendet wird. Dieses wird ebenfalls in diesem Kapitel vorgestellt und dessen Aufbau und Funktionsweise erläutert.

2.1 Solarthermische Kraftwerke

2.1.1 Technologieüberblick

In solarthermischen Kraftwerken wird die direkte solare Strahlung mittels Spiegelkollektoren konzentriert und auf einen Absorber fokussiert. Dort erwärmt sie ein Wärmeträgermedium, dessen thermische Energie anschließend, wie in herkömmlichen Dampfkraftwerken, in einem Clausius-Rankine-Prozess in elektrische Energie umgewandelt wird [9].

In Abbildung 2.1 sind die geläufigsten Systeme dargestellt. Es wird unterschieden in linien- und punktfokussierende Systeme. Im ersten Fall wird die Direktstrahlung zweidimensional konzentriert, wie beispielsweise in Parabolrinnenkraftwerken. Die Kollektoren bestehen aus rinnenförmigen Spiegeln, deren Querschnitt die Form einer Parabel hat. Im Brennpunkt der Parabel verläuft das Absorberrohr, in welchem das Wärmeträgerfluid erhitzt wird. Eine Alternative zu Parabolspiegeln sind Fresnel-Spiegel, welche die Parabelform mittels mehrerer ebener Spiegelstücke annähern. Dies hat auf der einen Seite Kostenvorteile in der Produktion, zudem können die Spiegelsysteme flacher gebaut werden und sind so deutlich geringeren Windlasten ausgesetzt als Parabolspiegel. Auf der anderen Seite nimmt man damit einen schlechteren optischen Wirkungsgrad in Kauf.

Im Fall der punktfokussierenden Systeme geschieht die Konzentration dreidimensional. Das Kollektorsystem hat in Längs- sowie in Querrichtung einen parabelförmigen Querschnitt (siehe Dish Kollektor in Abbildung 2.1) oder bildet diesen, wie im Turmkraftwerk mittels einzelner Spiegel nach, welche Heliostate genannt werden. Die direkte Solarstrahlung wird somit auf einen Punkt konzentriert, wodurch theoretisch die Temperatur der Sonne von 5.780 °C erreicht werden kann [10]. In der Praxis tragen aber eine Reihe von optischen und thermischen Verlusten dazu bei, dass die tatsächlich erreichbaren Temperaturen im Bereich zwischen 1.000 °C und 4.000 °C liegen. Bei zweidimensionaler Konzentration in linienfokussierenden Systemen können Temperaturen zwischen 700 °C und 1.200 °C erreicht werden.

¹ Der Begriff der Energieerzeugung ist physikalisch nicht korrekt, da Energie nie erzeugt, sondern nur von einer Form in eine andere umgewandelt wird. Jedoch hat sich diese Formulierung in der Energietechnik durchgesetzt und wird deshalb auch in dieser Arbeit verwendet.

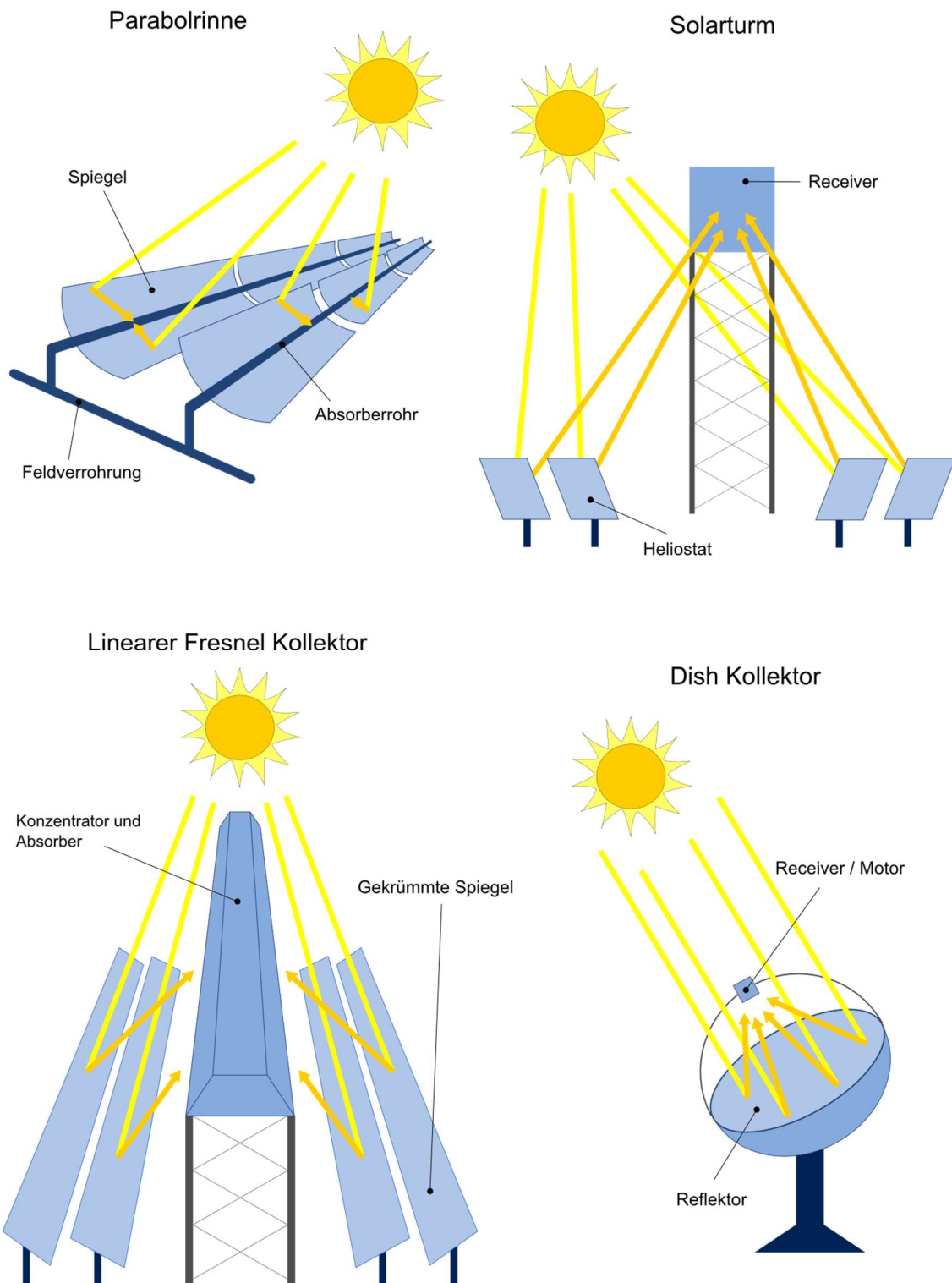


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung von Parabolrinnen (links oben), Solarturm (rechts oben), Linearer Fresnel Kollektor (links unten) und Dish Kollektor (unten rechts) © DLR

Die Auslegungstemperatur von solarthermischen Kraftwerken liegt in der Regel unter der theoretisch erreichbaren Temperatur, da die für Receiver und Wärmeträgermedien verwendeten Materialien natürliche Obergrenzen setzen. Bei linienfokussierenden Systemen, bei denen Thermoöl als Wärmeträger eingesetzt wird, darf beispielsweise die kritische Temperatur des Öls von 395 °C nicht überschritten werden, da dieses sonst degradiert [11].

Um die Effizienz des gesamten Prozesses zu steigern und Kosten und Umweltrisiken zu senken, bietet die direkte Verdampfung von Wasser eine attraktive, aber auch technisch anspruchsvolle Alternative zur Verwendung von Thermoöl. Die darin bestehenden Vorteile sowie Herausforderungen und mögliche Lösungen werden im Abschnitt 2.2 erläutert.

2.1.2 Aufbau und Funktion eines Parabolrinnenkraftwerks

Wie oben beschrieben, wird die direkte Solarstrahlung durch parabelförmige Spiegelkollektoren auf ein im Brennpunkt der Parabel verlaufendes Absorberrohr konzentriert. Dieses ist so konstruiert, dass es einen hohen Absorptionsgrad und gleichzeitig geringe Wärmeverluste aufweist. Ein Strang aus mehreren in Reihe angeordneten Kollektoren wird als Loop bezeichnet. Durch die Parallelschaltung von Loops kann eine einfache Skalierung des Solarfelds vorgenommen werden. In den Absorberrohren konventioneller Parabolrinnenkraftwerke wird Thermoöl, welches bis auf etwa 395 °C erhitzt werden kann [11], mit Hilfe einer Pumpe im Solarfeldkreislauf zirkuliert. Dieses führt die Wärme von den Rohrwänden der Absorber ab und gibt sie in mehreren Wärmeübertragern an den Dampfkraftprozess weiter. In den einzelnen Wärmeübertragern wird das Wasser vorgewärmt, verdampft und überhitzt und anschließend in der Turbine entspannt. Meist findet zur Erhöhung der Effizienz in einem weiteren Wärmeübertrager eine Zwischenüberhitzung statt. Der aus der Turbine austretende Dampf wird kondensiert, unterkühlt und über den Speisewasserbehälter wieder dem Kreisprozess zur Verfügung gestellt. Zusätzlich zur solaren Erhitzung des Wärmeträgers wird meist ein fossiler Brenner dem Solarfeld parallelgeschaltet, der nachts oder an Tagen mit geringer solarer Einstrahlung der Zufeuerung dient. Das vereinfachte Schaltbild eines solchen Kraftwerks ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Zusätzlich kann auch ein Wärmespeicher, ebenfalls parallel zum Solarfeld integriert werden, um höhere solare Deckungsraten zu erreichen [10].

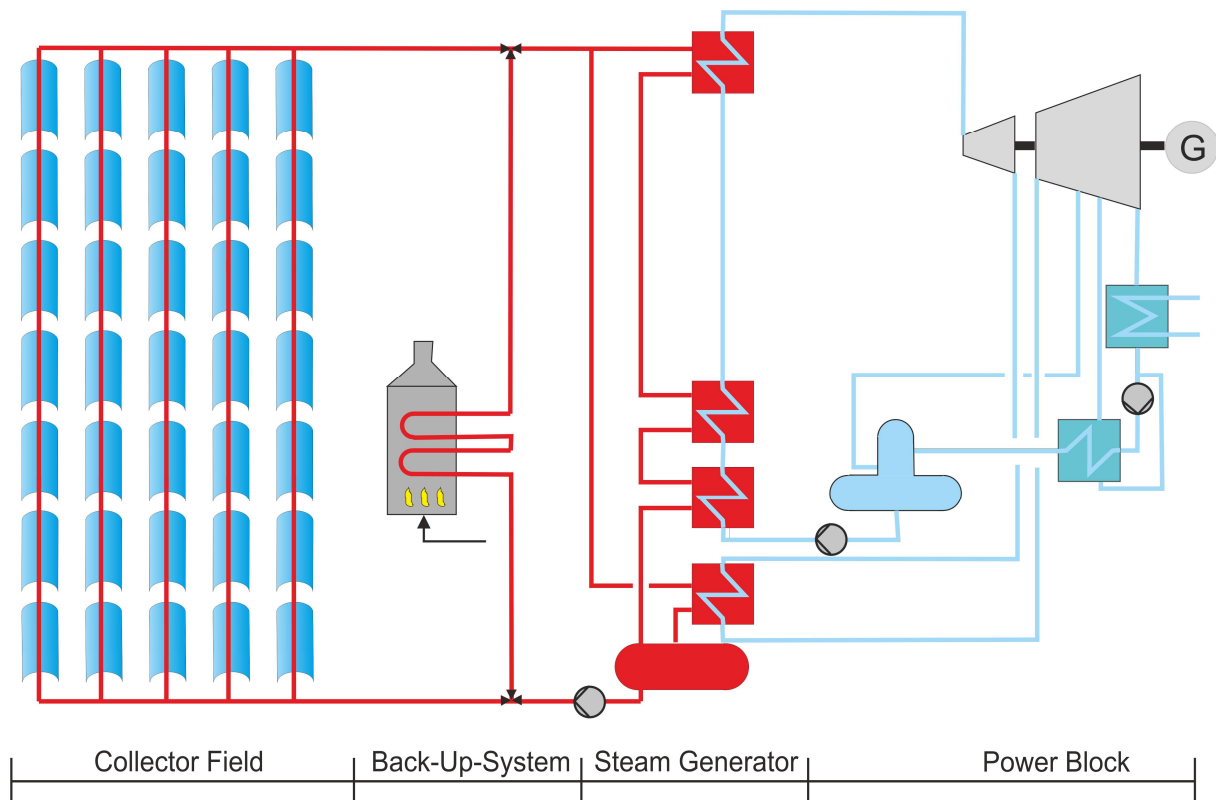


Abbildung 2.2: Kraftwerksschema eines konventionellen Parabolrinnenkraftwerks mit Öl als Wärmeträgermedium und fossiler Zufeuerung © DLR

2.2 Direktverdampfung

2.2.1 Vorteile gegenüber Thermoöl

Die oben beschriebene Verwendung von Thermoöl als Wärmeträger hat sich im Betrieb von Parabolrinnenkraftwerken als Standard etabliert und ist dementsprechend technologisch weit ausgereift [4]. Um höhere Frischdampftemperaturen und damit einen höheren Wirkungsgrad der Turbine zu erreichen, müssen jedoch andere Wärmeträger eingesetzt werden. Neben dem Einsatz von geschmolzenem Salz bietet die direkte Verdampfung von Wasser im Solarfeld eine vielversprechende Alternative. Durch die Einsparung von Wärmeübertragern kann der Wirkungsgrad noch weiter gesteigert und Kosten eingespart werden. Außerdem ist die Technologie für Dampfkreisläufe weltweit verbreitet, wodurch Komponenten vor Ort verfügbar sind und bei Errichtung sowie im Betrieb lokales Personal eingesetzt werden kann. Nicht zuletzt sind die Umweltrisiken deutlich geringer als beim Einsatz von Thermoöl [12].

Schon John Ericsson errichtete mit seinem „Sonnenmotor“ 1884 eine erste kleine Anlage mit Direktverdampfung [13]. Nachdem dann die ersten kommerziellen, mit Öl betriebenen, solarthermischen Kraftwerke in Kalifornien in den 1980er Jahren errichtet wurden, begannen auch Forschungsarbeiten zu dem bisher wenig untersuchten Gebiet der Zweiphasenströmung in horizontalen Rohren [14], [15]. Dennoch wird in kommerziellen solarthermischen Kraftwerken

bis heute mit wenigen Ausnahmen Öl als Wärmeträger eingesetzt. Dies liegt an den Herausforderungen, die der Umgang mit Zweiphasenströmungen mit sich bringt und die in den folgenden Abschnitten (2.2.2 bis 2.2.6) erläutert werden.

2.2.2 Konzepte

Um bei direkter Verdampfung in den Absorberrohren am Ausgang des Solarfeldes Frischdampf mit den am Turbineneintritt gewünschten Dampfparametern zu erhalten, gibt es derzeit drei verschiedene Konzepte [12]. Diese sind in Abbildung 2.3 skizziert.

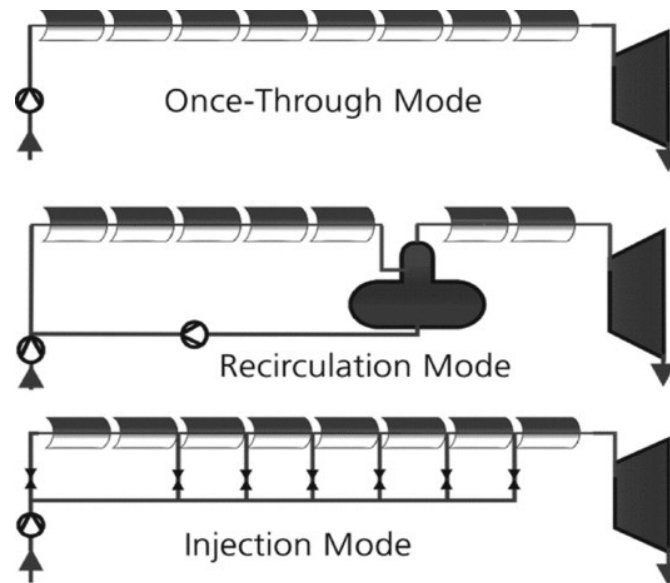


Abbildung 2.3: Die drei Konzepte der Direktverdampfung (von oben): Durchlauf-, Rezirkulations- und Einspritzkonzept © DLR

Im Aufbau am simpelsten ist das Durchlaufkonzept (Once-Through Mode). Das unterkühlte Speisewasser gelangt ins Solarfeld und wird dort erhitzt, verdampft und überhitzt. Dabei ist es vor allem anspruchsvoll, am Ende konstante Dampfparameter zu erhalten. Denn als einzige Regelgröße steht der Speisewasser-Massestrom zur Verfügung und große Trägheiten erschweren die Reaktion auf schnelle Einstrahlungsänderungen.

Das gebräuchlichste Konzept ist deshalb das Rezirkulationskonzept (Recirculation Mode). Dort wird jeder Loop des Solarfeldes zweigeteilt. Im Verdampferteil wird das unterkühlte Speisewasser erhitzt und teilweise verdampft, sodass am Ausgang ein Dampf-Wasser-Gemisch vorliegt, das in die Dampftrommel gelangt. Dort werden die beiden Phasen getrennt. Das Wasser wird rezirkuliert, der Dampf gelangt in den Überhitzer, wo Druck und Temperatur weiter ansteigen. Dieses Konzept ist aufwändig in der Konstruktion und mit höheren Kosten als das Durchlaufkonzept verbunden, da zusätzliche Bauteile wie Rezirkulationspumpe, Dampftrommel und zusätzliche Leitungen und Ventile notwendig sind. Die Kontrolle der Frischdampfparameter wird durch die Trennung von Verdampfung und Überhitzung jedoch vereinfacht.

Eine dritte Möglichkeit stellt das Einspritzkonzept (Injection Mode) dar. Hier wird an mehreren Stellen kaltes Speisewasser eingespritzt, wodurch eine komfortable Temperaturregelbarkeit

erreicht wird. Der konstruktive und finanzielle Aufwand übersteigt den des Rezirkulationskonzeptes, deshalb wird dieses Konzept kaum angewendet. Es gibt jedoch Untersuchungen, in denen das Durchlaufkonzept mit ein bis zwei Einspritzstellen versehen wurde und mit wenig konstruktivem Aufwand eine gute Regelbarkeit erreicht werden konnte [16].

2.2.3 Zweiphasenströmung

Je nach Dampfanteil und Strömungsgeschwindigkeit treten im Zweiphasengebiet verschiedene Strömungsformen auf. Da die Benetzung der Absorberrohrwand mit Wasser ausschlaggebend für den Wärmeübergang ist, wurden die Strömungsformen und deren Zustandekommen in [14] untersucht und sind in Abbildung 2.4 dargestellt.

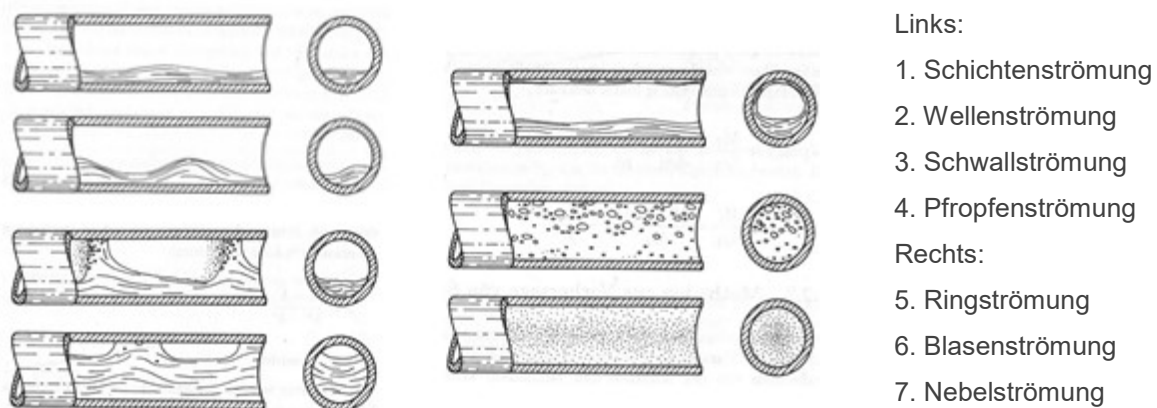


Abbildung 2.4: Formen der Zweiphasenströmung [14]

Es wird unterschieden in geschichtete Strömungen (1 und 2), intermittierende Strömungen (3 und 4), Ringströmung (5) und disperse Strömungen (6 und 7). Welche Strömungsform auftritt, ist abhängig vom Dampfmassenanteil und der Fluidgeschwindigkeit der beiden Phasen.

Ein für die Rohrwandbenetzung idealer Übergang wäre die Verdampfung von der Blasenströmung über die Ringströmung, zur Nebelströmung, zum einphasigen Wasserdampf. Durch zu geringe Gasgeschwindigkeiten können aber auch geschichtete oder bei größerer Wassermenge intermittierende Strömungen auftreten, welche sich dann erst zur Ringströmung ausbilden. In [15] wird deshalb vorgeschlagen, ein Verdrängerrohr in das Absorberrohr einzusetzen, um die Dampfgeschwindigkeit zu erhöhen. Die Realisierung einer solchen Anlage ist jedoch nicht bekannt.

2.2.4 Materialbelastung

Der Unterschied im Wärmeübergang von Rohrwand zu Wasser und Rohrwand zu Dampf beeinflusst die ans Fluid abgebbare Wärmemenge und stellt damit auch eine Belastung für das Absorberrohr dar. Zum einen verursacht eine über den Querschnitt ungleich verteilte Benetzung mit Wasser eine ungleichmäßige Kühlung der Rohrwand [10]. Die so entstehenden Temperaturdifferenzen führen zu Wärmespannungen, ungleichmäßiger Materialausdehnung und

im schlimmsten Fall zur Durchbiegung des Absorberrohres. Zum anderen hat auch die Wechselbelastung von gutem und schlechtem Wärmeübergang negative Auswirkungen auf das Material. Dies ist vor allem beim Durchlaufkonzept problematisch, da dort der Verdampfungsendpunkt nicht festgelegt ist. Das heißt, der Übergang vom Zweiphasengebiet zum einphasigen Dampf findet je nach Einstrahlung und Massenstrom an einer anderen Stelle im Rohr statt. In dem Bereich, in welchem der Verdampfungsendpunkt wandert, ist das Material somit ständigen Temperaturschwankungen ausgesetzt [16]. Abbildung 2.5 zeigt den stark vom Aggregatzustand abhängigen Wärmeübergangskoeffizienten über die Länge eines Absorberrohres in einer Anlage mit Durchlaufkonzept.

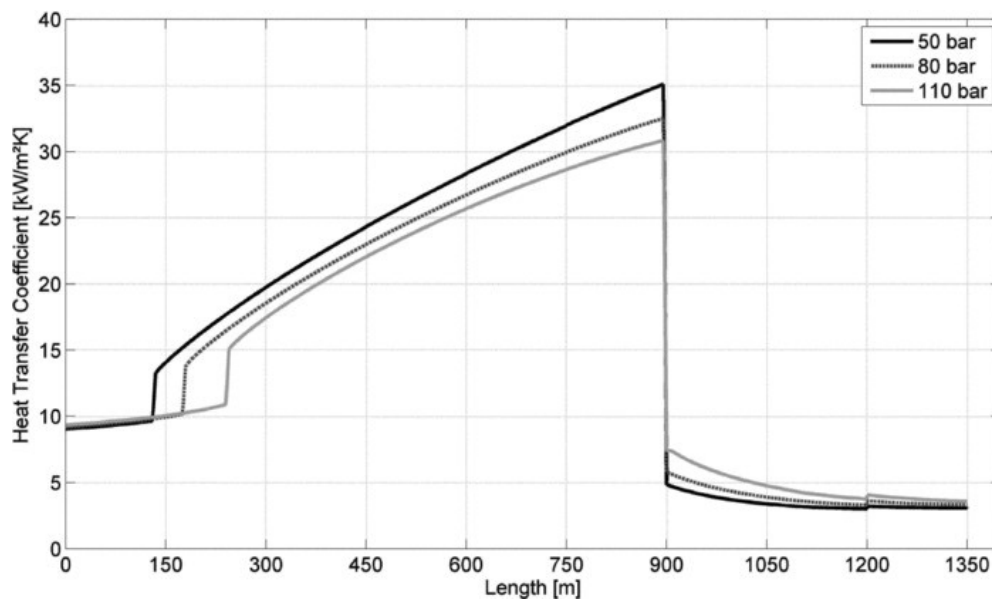


Abbildung 2.5: Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten über die Länge eines Loops [16]

2.2.5 Speicherung

Die Stromgestehungskosten für Systeme mit Direktverdampfung liegen bereits unter denen mit Thermoöl als Wärmeträger. Jedoch nur bei Kraftwerken ohne Speicherung – bezieht man die Kosten für die Speicherung der thermischen Energie mit ein, kehrt sich das Verhältnis um [11].

Der Grund für die höheren Speicherkosten in der Direktverdampfung liegt darin, dass Kondensation und Verdampfung beim Be- bzw. Entladen des Speichers bei konstanter Temperatur stattfinden. In sensiblen Wärmespeichern, z.B. Flüssigsalzspeichern, steigt dagegen die Temperatur mit dem Energieinhalt. Die linke Grafik in Abbildung 2.6 zeigt den Be- und Entladevorgang eines sensiblen Wärmespeichers mit Wasserdampf. Es ist zu erkennen, dass die Dampftemperatur beim Entladevorgang unter der Dampftemperatur beim Beladevorgang liegt. Um diese Temperaturdifferenz zu verringern und Exergieverluste zu vermeiden, können Latentwärmespeicher mit Phasenwechselmaterialien (PCM – Phase Change Material) eingesetzt werden. Das Material wird so ausgewählt, dass dessen Schmelztemperatur nahe der

Verdampfungstemperatur des Wassers bei gewünschtem Druck liegt. So können deutlich geringere Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Ausspeicherung realisiert werden (siehe Abbildung 2.6).

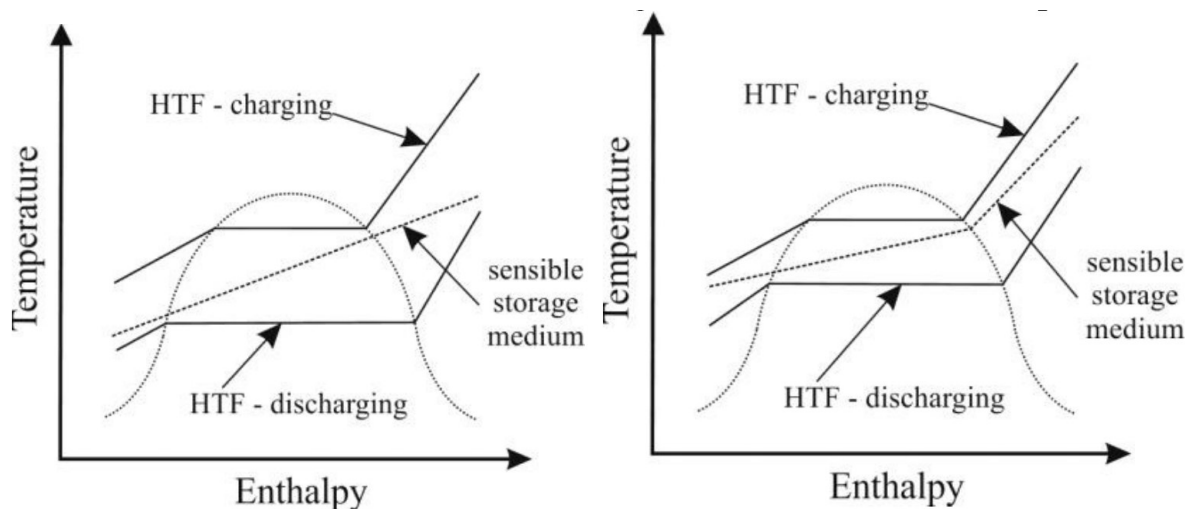


Abbildung 2.6: Temperaturverlauf beim Be- und Entladen mit Wasserdampf eines sensiblen (links) und eines Latentwärmespeichers (rechts) [19]

Bisher sind jedoch noch keine Latentwärmespeicher in der Größenordnung kommerzieller Anlagen auf dem Markt verfügbar. Nachdem auf der Plataforma Solar de Almeria der Prototyp eines Latentwärmespeichers mit einer Kapazität von 58 kWh_{th} getestet wurde [17], wurde 2010 in Carboneras auf dem Gelände des spanischen Kohlekraftwerks von Endesa ein weiterer PCM-Speicher zu Testzwecken mit einer Kapazität von 700 kWh errichtet [18]. Des Weiteren wird an verschiedenen Speicherkonzepten in Verbindung mit Flüssigsalzspeichern geforscht [19]. Mit ehrgeizigen Zielen bezüglich der Speicherkosten, könnten laut einer Studie von 2012 [11] die Stromgestehungskosten für Direktverdampfungsanlagen inklusive Speichersystem in Zukunft etwa 8% unter den Kosten für mit Öl betriebene Anlagen liegen.

2.2.6 Regelung

Die Regelung von Direktverdampfungsanlagen ist besonders anspruchsvoll, weil dort die Dynamik der Zweiphasenströmung beherrscht werden muss. Ziel ist es, selbst bei sich schnell ändernder Einstrahlung die Frischdampfparameter Druck und Temperatur am Eingang der Turbine konstant zu halten [20]. Als Stellgröße steht hierfür im Wesentlichen der Massenstrom des Speisewassers zur Verfügung. Im Rezirkulationskonzept kann außerdem durch die Steuerung der Rezirkulationspumpe Einfluss auf das System genommen werden und beim Einspritzkonzept kann die Temperatur gezielt über den Einspritzmassenstrom kontrolliert werden. Beim Rezirkulationskonzept kommt als weitere Aufgabe die Füllstandsregelung der Dampftrommel hinzu.

Versuche an der Testanlage des Projekts „Direct Solar Steam“ (DISS) auf der Plataforma Solar de Almeria haben gezeigt, dass eine Regelung mit mehreren PI-Regelkreisen und einfacher

Rückführung im Rezirkulationskonzept möglich ist [20]. Thermische Trägheiten im Solarfeld erlauben allerdings nur eine langsame Reaktion auf Strahlungstransienten. Deshalb kann nur eine geringe Reglerverstärkung gewählt werden, ein schneller Wolkendurchzug würde sonst zu großem Überschwingen und Instabilität führen [21].

Eine Vorsteuerung ist hilfreich, um auf solche Transienten reagieren zu können, bevor deren Auswirkungen eine Änderung der Regelgröße am Ausgang des Solarfeldes bewirkt haben. Wie in Abbildung 2.7 zu sehen ist, beeinflusst die Vorsteuerung die offene Regelstrecke unabhängig von der Rückführung der Regelgröße [22].

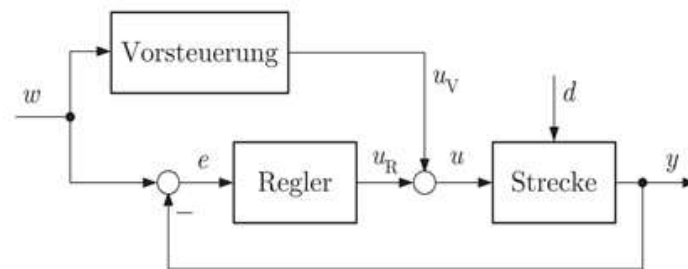


Abbildung 2.7: Regelkreis mit Vorsteuerung [22]

Wird die Vorsteuerung mit einer Störgrößenaufschaltung kombiniert, erhält sie die Messwerte der aktuellen Einstrahlung und kann auf diese somit schnell reagieren. Zusammen mit Informationen über Temperaturen am Ein- und Ausgang und dem Wirkungsgrad des Solarfeldes wird dann ein neuer Massenstrom berechnet, der die Konstanzhaltung von Druck und Temperatur des Frischdampfes ermöglicht.

Eine weitere Methode, um mit großen Totzeiten in Systemen umzugehen, sind „prädiktive“ Regelungen. Ein Beispiel hierfür ist der Smith-Predictor, welcher in [7] zur Füllstandsregelung der Dampftrommel im Rezirkulationskonzept vorgeschlagen wird. Ziel ist dabei, die Totzeit der Regelstrecke zu kompensieren. Dafür wird dieser ein Modell der Strecke, inklusive Totzeitglied parallelgeschaltet. Stimmen Modell und reale Regelstrecke überein, wird die Totzeit in der Rückführung ausgeschaltet und der Regler kann verzögerungsfrei auf die Störgröße reagieren.

2.3 Anlagenbeschreibung

2.3.1 Projekt REELCOOP

REELCOOP ist ein von der Europäischen Union (EU) gefördertes Projekt mit einer Laufzeit von September 2013 bis Februar 2018. Ziel des Projektes ist es, Technologien der erneuerbaren Stromerzeugung weiterzuentwickeln und die Zusammenarbeit zwischen den Partnerländern aus der EU und dem Mittelmeerraum voranzutreiben.

Zu REELCOOP gehören drei Teilprojekte, sogenannte Prototypen, die sich mit verschiedenen Arten der erneuerbaren Energieerzeugung befassen. Prototyp 1 besteht aus einer gebäudeintegrierten Photovoltaik-Anlage, die in der Türkei an der Yasar University Izmir installiert wurde. Im Prototyp 2 werden solare Wärme und Biomasse kombiniert, um einen Organic Rankine Cycle (ORC) zu betreiben, der einerseits Strom und andererseits Wärme im unteren bis mittleren Temperaturbereich bereitstellen soll.

Prototyp 3 ist das Teilprojekt, in welches das Institut für Solarforschung des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) involviert ist. Im Rahmen des Projektes wird eine Versuchsanlage mit einer elektrischen Leistung von 60 kW auf dem Gelände der Technischen Universität Tunis (ENIT - Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis) aufgebaut. Sie soll die Möglichkeit bieten, das Betriebsverhalten von solarer Direktverdampfung in Kombination mit Speicherung, Biomassenutzung und einem Organic Rankine Kreisprozess (ORC – Organic Rankine Cycle) zu untersuchen. Der Fokus liegt dabei auf der Zusammenarbeit mit den lokalen Partnern und der Förderung der Kompetenzen vor Ort.

Abbildung 2.8 gibt einen Überblick über alle Komponenten des Prototyp 3 und die zuständigen Projektpartner. Das Solarfeld wird von der italienischen Firma Soltigua entworfen, gefertigt und aufgestellt. Als Wärmeträgermedium wird anstelle von konventionellem Thermoöl Wasser eingesetzt, das unter Druck in den Absorberrohren verdampft. Der Zufeuerung dient ein Biogas-Kessel, der von ENIT bereitgestellt wird. Der Plan zu Projektbeginn, das benötigte Biogas aus den Resten der Universitätskantine zu gewinnen, kann vorerst nicht umgesetzt werden, da die Menge der Abfälle die benötigte Brennstoffzufuhr nicht decken kann. Die Biogasanlage wird deshalb für einen geringeren Durchsatz als für die Testanlage nötig ausgelegt und der Heizkessel mit gewöhnlichem Erdgas betrieben. So kann trotz allem die Funktionalität beider Komponenten untersucht werden. Die Energie des im Solarfeld bzw. im Boiler erzeugten Wasserdampfs wird nicht durch Entspannung in einer Turbine direkt in elektrische Energie umgewandelt, sondern zunächst an einen Organic Rankine Kreisprozess weitergegeben. Dieser Sekundärkreis ist nötig, weil für die vom Solarfeld gelieferten Sattdampftemperaturen von maximal 200 °C keine geeigneten Turbinen erhältlich sind. Zwar wäre es möglich, mit anderen Kollektoren höhere Temperaturen zu erreichen. Da die Anlage aber auch von Studenten für Versuche genutzt werden soll, wurde darauf aus Sicherheitsgründen verzichtet. Zudem kann so das Zusammenwirken von Direktverdampfung und der Kondensation in Wärmeübertragern

untersucht werden. Die Regelung des Kondensatfüllstandes ist zentrales Thema dieser Arbeit. Der ORC sowie die Wärmeübertrager an den Schnittstellen zum System werden in einem Modul von der italienischen Firma Zuccato Energia geliefert.

Wie in Abschnitt 2.2.5 beschrieben, liegt bei Systemen mit Direktverdampfung eine zentrale Herausforderung in der Speicherung. Vom spanischen Forschungszentrum CIEMAT wird deshalb im Rahmen des Projekts ein Latentwärmespeicher entwickelt. Da mit den zur Verfügung stehenden Projektmitteln kein Speicher in der für den Prototype 3 nötigen Größe realisiert werden kann, wird dieser in kleinerem Maßstab aufgebaut. Die Tests werden bei CIEMAT durchgeführt. Daraus resultierende Ergebnisse können dann in einem weiterführenden Projekt auf die Anlage in Tunis angewendet werden.

Aufgabe des DLR sind die Planung und der Entwurf der Anlage, die Unterstützung bei der Inbetriebnahme vor Ort und nach Fertigstellung das Durchführen von Tests sowie die Auswertung der Betriebsdaten. Als lokaler Partner für die Detailplanung, die Installation, die Anbindung an die Infrastruktur sowie alle Arbeiten vor Ort ist die Firma Alternative Energy Systems (AES) ein wichtiger Partner im Konsortium von REELCOOP. Der Betrieb der Anlage wird nach Fertigstellung von ENIT geleitet.

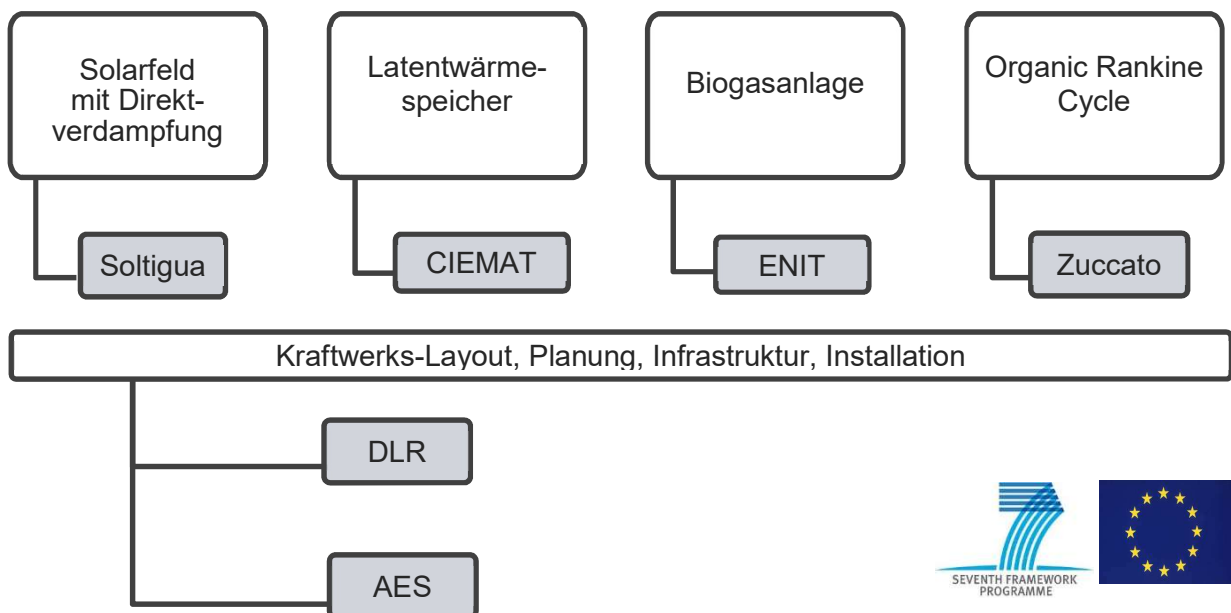


Abbildung 2.8: Komponenten und Beteiligte des REELCOOP Prototype 3

2.3.2 Anlagenaufbau

Abbildung 2.9 zeigt das Rohrleitungs- und Instrumentenfließschema (P&ID - Piping and Instrumentation Diagram) der Anlage mit den nominalen Betriebswerten für Massenstrom, Dampf-massenanteil, Druck und Temperatur an ausgewählten Stellen. Die Anlage wird im Rezirkulationsprinzip ohne Überhitzung betrieben und kann in zwei Kreisläufe unterteilt werden – den Rezirkulations- und den Speisewasserkreis.

Der Rezirkulationskreis wird von der Rezirkulationspumpe (C3) angetrieben. Die Pumpe saugt Wasser aus der Dampftrommel (C2) an und pumpt es durch das aus drei parallelen Loops bestehende Solarfeld (C4). In den Absorberrohren der Kollektoren wird das Wasser durch die konzentrierte Solarstrahlung erhitzt und teilweise verdampft und tritt als Nassdampf mit einem Dampfmassenanteil von 0,28 wieder in die Dampftrommel ein. Hier trennen sich Dampf- und Flüssigphase. Der Sattedampf gelangt in den Speisewasserkreis, das Wasser verbleibt in der Dampftrommel und wird rezirkuliert.

Im Speisewasserkreis befinden sich zwei in Reihe angeordnete Wärmeübertrager (C5a und C5b), in denen der Dampf kondensiert und Energie an den ORC abgibt. Am Eingang des ersten Wärmeübertragers (C5a) befindet sich ein Regelventil (V2), dessen Einstellung von der Regelung des ORC bestimmt wird. Es erfüllt zum einen die Aufgabe der Druckhaltung des Wasserdampfes. Zum anderen begrenzt es die Eingangstemperatur des Dampfes in den Wärmeübertrager, damit die Maximaltemperatur des ORC-Fluids nicht überschritten wird. Hinter dem Ausgang des zweiten Wärmeübertragers (C5b) befindet sich ein zweites Regelventil (V30), mit welchem der aus den Wärmeübertragern abfließende Kondensatmassenstrom kontrolliert werden soll². Parallel zu den Wärmeübertragern ist der Gasbrenner angeschlossen. Dieser verfügt über eine eigene Pumpe (C1b) zur Speisewasserrförderung und kann so für eine ergänzende Zufeuerung oder als alleiniger Dampferzeuger betrieben werden. In der Dampfleitung ist zudem ein Kondensatableiter (S1) eingebaut, welcher anfallendes Kondensat abführt und dem Speisewasser wieder zuführt. Die Aufgabe des Expansionstanks (C6) ist es, nachts den Druck des geschlossenen Systems über dem Atmosphärendruck zu halten. Außerdem gleicht der Expansionstank die durch Wärmeausdehnung und Verdampfung entstehenden Volumenunterschiede des Wassers aus und nimmt das beim Hochfahren aus dem Solarfeld und den Dampfleitungen verdrängte Wasser auf. Die Druckverluste des Speisewasserkreises überwindet die Speisewasserpumpe (C1). Sie fördert das Speisewasser entweder zurück in die Dampftrommel oder zu einer Mischstelle hinter der Dampftrommel direkt in den Rezirkulationskreis. Je nach Variante ist eines der manuell betätigten Ventile V22a oder V22b geöffnet, das jeweils andere ist geschlossen.

² Auf den Einsatz eines in Dampfanlagen üblichen Kondensatableiters am Ausgang des zweiten Wärmeübertragers wurde verzichtet. Da die Anlage als geschlossenes System betrieben wird, könnte ein Schließen des Kondensatableiters zu Kavitation in der Speisewasserpumpe führen.

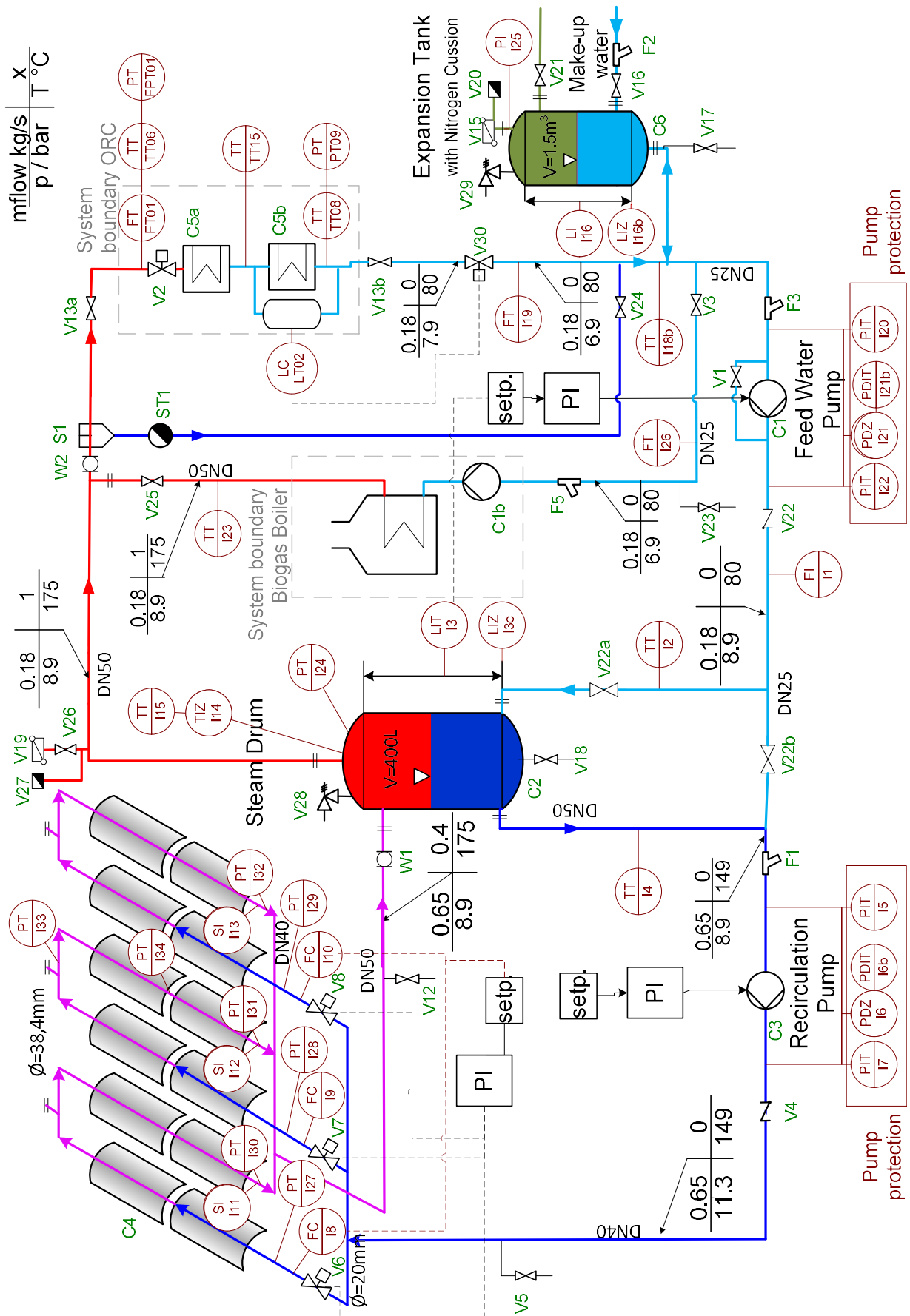


Abbildung 2.9: P&ID der REELCOOP-Anlage Prototype 3

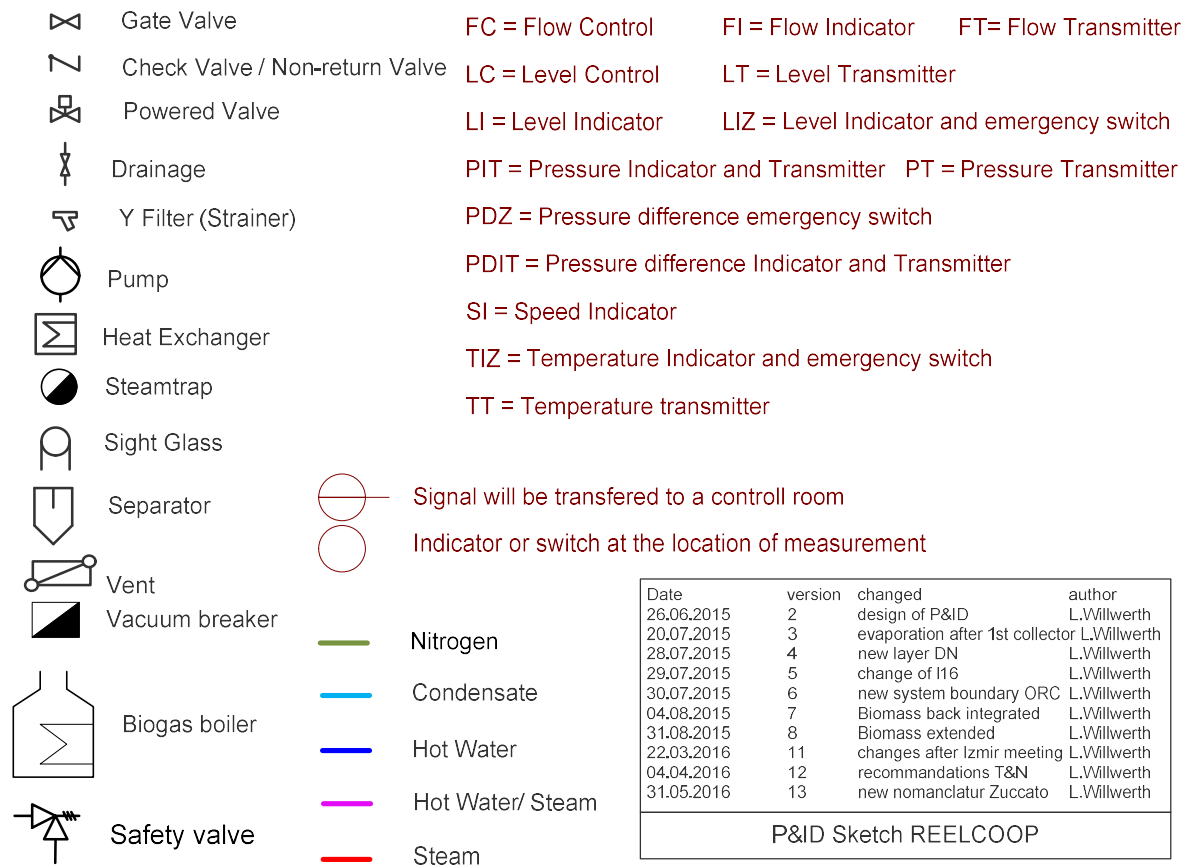


Abbildung 2.10: Legende zum P&ID der REELCOOP-Anlage Prototype 3

2.3.3 Sicherheitsmechanismen

Die einzelnen Komponenten der Anlage dürfen nur innerhalb vorgegebener Grenzwerte betrieben werden. Damit diese eingehalten werden, gibt es einige Sicherheitsmechanismen, die im Folgenden beschrieben werden.

Damit die maximal zulässige Temperatur von 200 °C im System auf keinen Fall überschritten wird, gibt es mehrere Stufen von Sicherheitseinrichtungen. Ab einer in der Dampftrommel gemessenen Temperatur von 182 °C wird von der Steuerung ein Signal gegeben, die Kollektoren zu fokussieren und die Rezirkulationspumpe auszuschalten. Auch in der Steuerung des Solarfelds, ist ein solcher Mechanismus implementiert, der bei Überschreitung einer Maximaltemperatur im Solarfeld die Kollektoren aus der Sonne dreht. Falls die Steuerungssoftware ausfällt, stellt ein zusätzlicher Druckschalter (PIZ-I14) in der Dampftrommel, der elektrisch mit der Rezirkulationspumpe verbunden ist, sicher, dass diese bei Überschreitung eines Druckes von 12 bar_{abs} (entspricht 188 °C) abgeschaltet wird. Ein Abschalten der Rezirkulationspumpe führt automatisch auch zum Defokussieren des Solarfeldes. Als letzter Sicherheitsmechanismus dient das Sicherheitsventil V28, welches für einen Druck von 12,5 bar_{abs} ausgelegt ist. Das heißt, es öffnet bei der zugehörigen Siedetemperatur von 190 °C.

Zur Begrenzung der Temperatur des ORC-Fluids dient, wie in Abschnitt 2.3.2 bereits erwähnt, das Ventil V2. Wird vom Temperaturfühler TT06 eine Dampftemperatur gemessen, die oberhalb der kritischen Temperatur des Fluids von 177,5 °C liegt, so wird der Ventilhub von V2 reduziert und somit Druck und Temperatur am Eingang des Wärmeübertragers gesenkt.

Um die beiden Pumpen vor Kavitation zu schützen, sind jeweils zwei Mechanismen vorgesehen. Zur Erkennung von zu geringen Volumenströmen, werden an beiden Pumpen die Drücke auf Saug- und Druckseite der Pumpen gemessen. Sinkt die Druckdifferenz über der Pumpe, schaltet ein Differenzdruckschalter PDZ-I6 bzw. PDZ-I21 die Pumpe aus. Zum Schutz der Rezirkulationspumpe ist einige Zentimeter über dem Boden der Dampftrommel ein zusätzlicher Schalter (LIZ-I3c) eingebaut. Sinkt das Wasserlevel unter dessen Einbauort, wird das Ausschalten der Rezirkulationspumpe elektrisch ausgelöst. Der gleiche Mechanismus ist im Expansionstank zum Schutz der Speisewasserpumpe eingebaut (LIZ-I16b).

Um die Komponenten vor Unterdruck zu schützen, ist am höchsten Punkt der Anlage, auf der Dampftrommel ein Vakuumbrecher (V27) eingebaut, welcher verhindert, dass der Druck im System unter Atmosphärendruck sinken kann.

2.3.4 An- und Abfahrvorgänge

Ist die Anlage außer Betrieb, sind alle Komponenten mit Wasser gefüllt. Der Ruhedruck wird durch das Stickstoffkissen im Expansionstank bestimmt und beträgt ca. 1,5 bar_{abs}. Das Anfahren erfolgt in mehreren Schritten. Nach Überprüfung aller Sicherheitsfunktionen wird zunächst die Rezirkulationspumpe eingeschaltet. Erst dann dürfen die Kollektoren fokussiert werden. Dies ist wichtig, da zu jeder Zeit ein Durchfluss zur Kühlung der Absorberrohre aufrechterhalten werden muss. Nach Fokussieren der Kollektoren steigt die Temperatur in den Rohrleitungen an, bis (abhängig vom Anfangsdruck) bei etwa 110 °C die Verdampfung einsetzt. Der Dampf füllt zunächst den hinteren Teil des Verdampfers und die Rohrleitungen, dann auch den oberen Teil der Dampftrommel und die Rohrleitung zu den Wärmeübertragern. Durch die Volumenausdehnung steigt der Druck im System und das verdrängte Wasser wird vom Expansionstank aufgenommen. Wenn sich auch in der Dampftrommel ein Gaspolster gebildet hat, können ORC und Speisewasserpumpe eingeschaltet werden. Die Füllstandsregelung in den Wärmeübertragern sollte beginnen, sobald sich der Füllstand dort bis in den Messbereich abgesenkt hat.

Der Abfahrvorgang der Anlage erfolgt in umgekehrter Reihenfolge wie der Anfahrvorgang. Nachdem beim Unterschreiten eines minimalen Dampfdruckes von 4 bar der ORC die Wärmeabnahme beendet hat, wird die Speisewasserpumpe ausgeschaltet. Anschließend defokussieren die Kollektoren und zuletzt wird die Rezirkulationspumpe ausgeschaltet. Der Dampf in den Rohrleitungen und Absorberrohren kondensiert, wodurch sich das Volumen verringert und der Druck sinkt. Das Stickstoffkissen im Expansionstank dehnt sich aus und drückt Wasser zurück ins System, bis alle Komponenten wieder mit Wasser gefüllt sind.

3 FORMULIERUNG DER REGELAUFGABE

Ziel dieser Arbeit ist der Entwurf eines Regelkonzepts für den geschlossenen Dampfkreislauf des in Abschnitt 2.3 beschriebenen Parabolrinnenkraftwerks. In diesem Kapitel werden zur Präzisierung der Regelaufgabe die Regelgrößen identifiziert, deren gegenseitige Abhängigkeit erläutert und die Anforderungen an die Regelung festgelegt.

3.1 Zielstellung

Für einen zuverlässigen Betrieb der REELCOOP-Anlage spielt die Regelung des Wasser-Dampf-Kreislaufes eine wichtige Rolle. Sie muss gewährleisten, dass auch bei sich ändernder Einstrahlung das System im Gleichgewicht bleibt. Hierfür muss erstens die vom ORC abgenommene Leistung der von der Solarstrahlung eingebrachten Leistung entsprechen. Dies ist Aufgabe der Regelung des ORC und nicht Teil dieser Arbeit. Zweitens müssen die Massenbilanzen von Dampftrommel und Wärmeübertrager so konstant wie möglich gehalten werden. Entsprechen die zugeführten Massenströme nicht den abgeführten Strömen, resultiert dies in einer Änderung des Füllstandes in der jeweiligen Komponente. Bei beiden darf der Füllstand ein kritisches Minimum nicht unterschreiten, damit kein Dampf in die Pumpen gelangen kann. Bei einem steigenden Füllstand sinkt in den Wärmeübertragern die übertragbare Wärmeleistung. Auch die Dampftrommel soll nicht bis an die Oberkante mit Wasser gefüllt sein, da sonst die gewünschte Pufferwirkung verloren geht. Das Ziel dieser Arbeit ist der Entwurf einer Regelung, die die beiden Regelgrößen – Füllstand in der Dampftrommel und Füllstand in den Wärmeübertragern – innerhalb der vorgegebenen Grenzen hält.

3.2 Zusammenhang zwischen den Regelgrößen

Die Füllstände in Dampftrommel und Wärmeübertragern können nicht unabhängig voneinander geregelt werden. Beispielsweise beeinflusst eine Änderung des Speisewassermassenstromes, die das Ziel hat, den Füllstand in den Wärmeübertragern zu verändern, auch gleichzeitig die Massenbilanz der Dampftrommel. Das Schaubild in Abbildung 3.1 zeigt schematisch die Massenströme zwischen den Hauptkomponenten des Gesamtsystems.

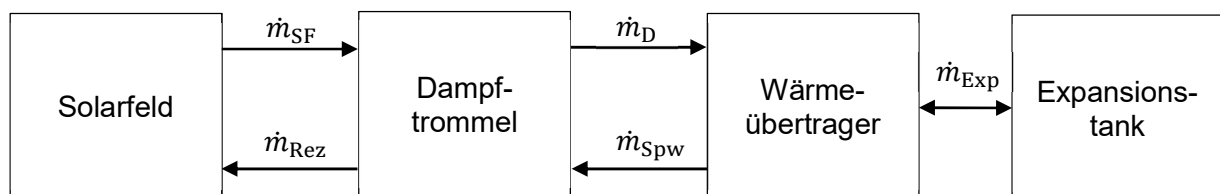


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der Massenströme zwischen den Hauptkomponenten des Systems

Der Rezirkulationskreis entnimmt der Dampftrommel den Massenstrom \dot{m}_{Rez} und führt vom Solarfeld den Massenstrom \dot{m}_{SF} zurück. Der Dampfmassenstrom \dot{m}_{D} verlässt die Dampftrommel in den Speisewasserkreis, zurückgeführt wird der Speisewassermassenstrom \dot{m}_{Spw} . Bei Druckänderungen tritt zusätzlich ein Ausgleichsstrom \dot{m}_{Exp} mit dem Expansionstank auf.

Sollen nun beide Füllstände in Dampftrommel und Wärmeübertragern konstant gehalten werden, wäre eine Zweigrößenregelung nötig, die den gegenseitigen Einfluss der Regelungen der einzelnen Größen aufeinander berücksichtigt. Eine Mehrgrößenregelung setzt jedoch die genaue Kenntnis aller Vorgänge und deren Zeitparameter voraus, was hier nicht gegeben ist [23].

Gelingt es aber, durch eine geeignete Regelung des Wärmeübertrager-Füllstandes, Dampf- und Speisewassermassenstrom gleich groß zu halten, so ist der Füllstand der Dampftrommel nur noch abhängig von der Differenz zwischen Ein- und Ausgangsmassenstrom des Rezirkulationskreises. Eine Differenz zwischen diesen tritt bei Einstrahlungsänderungen auf. Die Dampftrommel ist mit einem Volumen von 400 l dafür ausgelegt ist, etwa zwei Drittel des Volumens des Solarfelds und der zugehörigen Verrohrung aufzunehmen. Es ist zu erwarten, dass einstrahlungsbedingte Füllstandsänderungen der Dampftrommel auch ohne Regelung im zulässigen Bereich stattfinden und auf eine Regelung des Dampftrommelfüllstandes verzichtet werden kann. Einen sicheren Betrieb der Rezirkulationspumpe gewährleistet weiterhin der in Abschnitt 2.3.3 beschriebene Sicherheitsschalter am unteren Ende der Dampftrommel. Diese Arbeit geht deshalb davon aus, dass durch eine geeignete Füllstandsregelung in den Wärmeübertragern indirekt auch der Füllstand der Dampftrommel in den vorgegebenen Grenzen gehalten werden kann. Sollte die Praxis zeigen, dass zudem noch eine aktive Regelung des Dampftrommelfüllstandes notwendig ist, kann dies über eine Drehzahländerung der Rezirkulationspumpe geschehen.

3.3 Anforderungen an die Regelung

3.3.1 Regelbereich und Sollwert der Regelgröße

Aus der Dampftrommel kommend, strömt Sattdampf durch zwei in Reihe angeordnete Wärmeübertrager. Im ersten Wärmeübertrager (WÜ1) wird der Dampf kondensiert und anschließend im zweiten Wärmeübertrager (WÜ2) unterkühlt. Die bei der Kondensation entstehenden Wassertröpfchen werden mit dem Dampfstrom mitgerissen und bilden einen Kondensatstrom, welcher sich auf dem Weg durch den zweiten Wärmeübertrager weiter abkühlt und am Ende abgeführt wird [24]. Dadurch sind die Wärmeübertrager bis zu einer bestimmten Höhe mit Wasser gefüllt. Parallel zum zweiten Wärmeübertrager ist ein Tank angeordnet, in welchem

der Füllstand gemessen werden kann. Diesen auf einem konstanten Niveau zu halten, ist Aufgabe der im Folgenden entwickelten Regelung. Abbildung 3.2 zeigt eine Photographie des ORC-Moduls.



Abbildung 3.2: ORC-Modul, links der Bypassstank mit Füllstandsanzeige, in der Mitte WÜ1, rechts WÜ2

Eine Messung des Füllstandes ist im Bereich des unteren Wärmeübertragers in einem Messbereich von 50 cm möglich. In

Abbildung 3.3 ist die Anordnung der Wärmeübertrager und des Bypassstanks dargestellt. Zudem sind die nach der VDI/VDE-Richtlinie 3502 [25] definierten Bereichsgrenzen eingezeichnet. Durch eine Messungenauigkeit von ± 10 mm wird der Regelbereich zusätzlich eingeschränkt. Nach Abzug der maximal möglichen, vorübergehenden Regelabweichung erhält man den zulässigen Bereich für dauerhafte Regelabweichungen. Für eine erfolgreiche Regelung sollte die Regelgröße immer in diesem Bereich liegen.

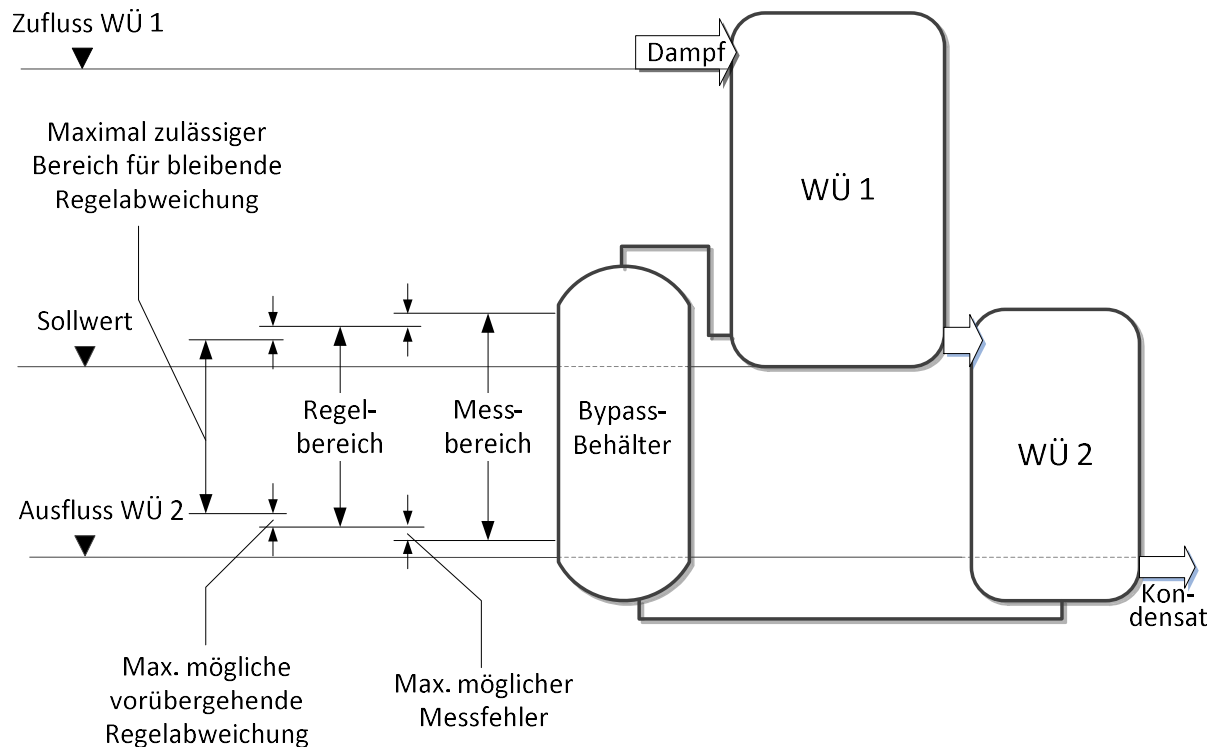


Abbildung 3.3: Mess- und Regelbereich für die Füllstandsregelung der Wärmeübertrager

Bei der gewünschten Regelung handelt es sich um eine Festwertregelung. Die Regelgröße Füllhöhe $l_{WÜ}$ soll auf einem konstanten Niveau, dem Sollwert, gehalten und Störgrößen kompensiert werden. Für die Wahl des Sollwertes gibt es zwei Möglichkeiten. Nach der Auslegung der Wärmeübertrager wird der Dampf im ersten Wärmeübertrager kondensiert und im zweiten unterkühlt. Gelänge es, den Füllstand genau zwischen beiden Wärmeübertragern zu halten, so könnten materialschädigende Dampfschläge vermieden werden. Diese treten auf, wenn Dampf auf die Kondensatoberfläche trifft und dort schlagartig kondensiert [24]. Allerdings reicht die Füllstandsmessung nicht bis an die Oberkante des unteren Wärmeübertragers. Eine Regelung mit diesem Sollwert ist folglich nicht möglich.

Deshalb sollte die zweite Möglichkeit gewählt werden, bei welcher der Sollwert in der Mitte des Messbereiches liegt. Die zulässige Regelabweichung ist dann in beide Richtungen gleich groß und die ohnehin nicht vermeidbaren Dampfschläge würden hauptsächlich nur im unteren Wärmeübertrager auftreten.

Berücksichtigt werden muss jedoch, dass das Kondensat bei Austritt aus dem zweiten Wärmeübertrager so weit unterkühlt ist, dass es auch bei einer Druckreduzierung durch das Ventil V30 nicht die Siedetemperatur überschreitet und nachverdampft. Hierdurch wird der zulässige Regelbereich nach unten um die Höhe beschränkt, die nötig ist, um das Kondensat im zweiten Wärmeübertrager unter die Siedetemperatur des geringstmöglichen Drucks vor der Pumpe abzukühlen. Der Ruhedruck sollte beim Befüllen des Expansionstanks mit Stickstoff auf etwa 1,5 bar eingestellt werden. Deshalb sollte aber eine Unterkühlung bis auf 110 °C gesichert sein.

Hierfür muss die Leistung \dot{Q}_{Unt} vom Kondensat an den ORC abgegeben werden. Sie berechnet sich über das Produkt aus abgeführtem Massenstrom \dot{m}_{ab} und der Differenz zwischen den jeweiligen Enthalpien $h'(p_{\text{max}})$ und $h'(p_{\text{min}})$ am Siedepunkt bei maximalem und minimalem Druck.

$$\dot{Q}_{\text{Unt}} = \dot{m}_{\text{ab}}(h'(p_{\text{max}}) - h'(p_{\text{min}})) \quad (3.1)$$

Die über den Wärmeübertrager abführbare Leistung $\dot{Q}_{\text{WÜ2}}$ ist bestimmt nach Gleichung (3.3) mit $k_{\text{WÜ2}}$, dem Wärmedurchgangskoeffizienten, $O_{\text{Unterkühlung}}$ der notwendigen Plattenoberfläche und $\Delta\vartheta_{\text{m}}$ der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz im zur Unterkühlung benötigten Teil des zweiten Wärmeübertragers. $\Delta\vartheta_1$ ist die Temperaturdifferenz zwischen Beginn und Ende der Unterkühlung auf der Primärseite, $\Delta\vartheta_2$ auf der Sekundärseite.

$$\Delta\vartheta_{\text{m}} = \frac{\Delta\vartheta_1 - \Delta\vartheta_2}{\ln\left(\frac{\Delta\vartheta_1}{\Delta\vartheta_2}\right)} \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{\text{WÜ2}} = k_{\text{WÜ2}} \cdot O_{\text{Unterkühlung}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{m}} \quad (3.3)$$

Durch Gleichsetzen von (3.1) und (3.3) kann die zur Unterkühlung nötige Plattenfläche bestimmt werden. Für den ungünstigsten Fall eines maximalen Dampfdruckes von 9 bar und eines minimalen Druckes auf der Saugseite der Pumpe von 1 bar ergibt sich damit bei einem abgeführten Massenstrom mit dem Auslegungswert von 0,18 kg/s eine notwendige Plattenfläche von 1,6 m². Bei der gesamten Plattenfläche des zweiten Wärmeübertragers von 11,4 m² entspricht das einem Anteil von etwa 14 %. Nimmt man an, dass die Platten gleichmäßig über die Höhe des Wärmeübertragers ausgedehnt sind, ergibt dies bei einer Gesamthöhe von 0,532 m, dass die untersten 7,4 cm des zweiten Wärmeübertragers immer mit Wasser gefüllt sein müssen, um in jedem Betriebsfall die Speisewasserpumpe vor Kavitation durch Nachverdampfung zu schützen.

3.3.2 Regelgüte

Die Regelgüte ist gekennzeichnet durch die Überschwingweite (vorübergehende Regeldifferenz) sowie die bleibende Regeldifferenz. Beide dürfen die in Abbildung 3.3 angegebenen Grenzen nicht überschreiten. Da das primäre Ziel der Regelung ist, den Füllstand in den vorgeschriebenen Grenzen zu halten, soll eine Einstellung der Regelgröße auf den Sollwert möglichst ohne Überschwingen angestrebt werden. Durch ein Einschwingverhalten mit Überschwingen kann zwar der Zielwert schneller erreicht werden, der zulässige Bereich für diesen muss dann aber auch kleiner gewählt werden. Denn auch während des Überschwingens darf der Messbereich nicht überschritten werden. Da der Sollwert im Betrieb nicht verändert wird, beeinflusst ausschließlich das Störübergangsverhalten der

Regelstrecke die Regelgüte. Das heißt, die Regelgüte hängt maßgeblich davon ab, wie gut die Regelstrecke auf Änderungen der Störgrößen reagieren kann.

4 MODELLIERUNG DER REGELSTRECKE

Um zu beurteilen, wie die Regelaufgabe bestmöglich erfüllt werden kann, werden zunächst die einzelnen Einflüsse auf die Regelgröße untersucht. Für die Komponenten der Regelstrecke sowie die Stellglieder werden Modellgleichungen formuliert und diese zu einem Gesamtmodell zusammengefügt. Das aufgestellte Modell wird anschließend in der Software Engineering Equation Solver (EES) implementiert um beispielhafte Betriebsfälle zu simulieren und einen geeigneten Regelmechanismus zu finden. Für die Regelung des Füllstands in den Wärmeübertragern sind vor allem die transienten Vorgänge im Speisewasserkreis relevant. Der Verdampfungsvorgang im Solarfeld wird im Modell dagegen nur grob abgebildet. In Abbildung 4.1 ist ein vereinfachtes P&ID des Speisewasserkreises abgebildet, das die für das Modell wesentlichen Komponenten beinhaltet.

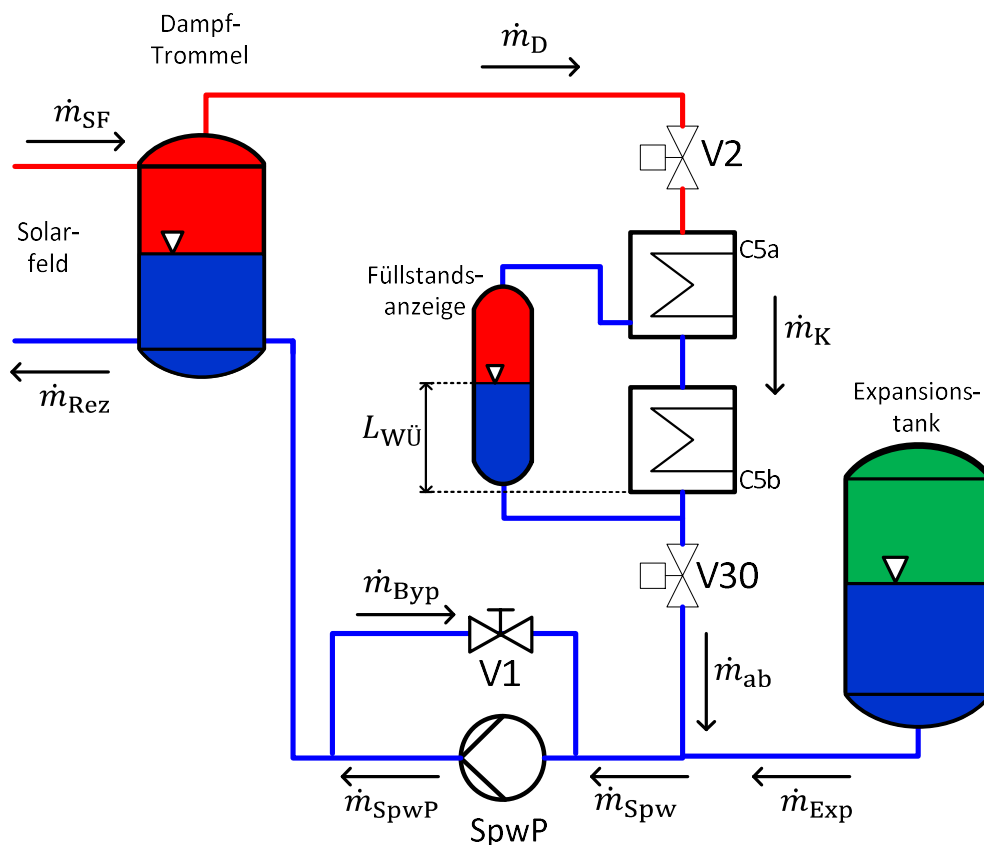


Abbildung 4.1: Vereinfachtes P&ID des Speisewasserkreises mit den für die Regelung relevanten Komponenten

4.1 Füllstand in den Wärmeübertragern

Der Füllstand in den Wärmeübertragern wird bestimmt durch den Kondensatmassenstrom \dot{m}_K und den aus den Wärmeübertragern abgeführten Massenstrom \dot{m}_{ab} . Wird die gleiche Wassermenge abgeführt, wie bei der Kondensation anfällt, bleibt der Füllstand im Bypassstank auf einem konstanten Niveau. Weicht jedoch die abgeführte Wassermenge von der anfallenden Kondensatmenge ab, so ergibt sich eine Volumenstromdifferenz $\Delta\dot{V}_{W\ddot{U}}$

$$\Delta\dot{V}_{W\ddot{U}} = \frac{\Delta\dot{m}_{W\ddot{U}}}{\rho_K} = \frac{\dot{m}_K - \dot{m}_{ab}}{\rho_K} . \quad (4.1)$$

Für die Dichte des abzuführenden Kondensats ρ_K wird der Mittelwert aus der Dichte des unterkühlten Kondensats $\rho_W = \rho(\vartheta_{ab}, p_{ab})$ am Ausgang des zweiten Wärmeübertragers und der Dichte des gerade kondensierten Dampfes $\rho'(\vartheta_D)$ angenommen

$$\rho_K = \frac{\rho'(\vartheta_D) + \rho_W}{2} . \quad (4.2)$$

Die Volumenstromdifferenz $\Delta\dot{V}_{W\ddot{U}}$ kann auch als Produkt der Änderungsgeschwindigkeit des Füllstandes $dl_{W\ddot{U}}/dt$ und der Summe der Querschnittsflächen von Wärmeübertrager und Bypassbehälter $A_{W\ddot{U}}$ ausgedrückt werden.

$$\Delta\dot{V}_{W\ddot{U}} = A_{W\ddot{U}} \frac{dl_{W\ddot{U}}}{dt} \quad (4.3)$$

Für das Level $l_{W\ddot{U}}$ ergibt sich daraus ein integraler Zusammenhang mit der Massenstromdifferenz

$$l_{W\ddot{U}}(t) = l_0 + \frac{1}{A_{W\ddot{U}}} \int_{t=0}^t \Delta\dot{V}_{W\ddot{U}} dt = l_0 + \frac{1}{\rho_K A_{W\ddot{U}}} \int_{t=0}^t (\dot{m}_K - \dot{m}_{ab}) dt \quad (4.4)$$

mit dem Anfangswert $l_0 = l(t = 0)$.

Die Querschnittsfläche $A_{W\ddot{U}}$ variiert je nach Höhe des Kondensatfüllstandes. Die vier verschiedenen Bereiche a, b, c und d sind in Abbildung 4.2 dargestellt. Im unteren Bereich (a) ist $A_{W\ddot{U}}$ die Summe aus den Querschnitten des Bypassstanks A_{Byp} und der Primärseite des unteren Wärmeübertragers $A_{W\ddot{U}2}$. Das Volumen der Füllstandsanzeige wird nicht berücksichtigt.

$$A_{W\ddot{U} a} = A_{Byp} + A_{W\ddot{U}2} \quad (4.5)$$

Ab der Unterkante des oberen Wärmeübertragers (b) kommt zu dieser Summe dessen Querschnitt $A_{W\ddot{U}1}$ hinzu. Das Volumen des Verbindungsrohres wird vereinfacht als A_{Verb} auf die gesamte Höhe des Überschneidungsbereiches von oberem und unterem Wärmeübertrager aufgeschlagen.

$$A_{W\ddot{U} b} = A_{Byp} + A_{W\ddot{U}1} + A_{Verb} + A_{W\ddot{U}2} \quad (4.6)$$

Oberhalb des unteren Wärmeübertragers (c) fallen A_{Verb} und $A_{W\ddot{U}2}$ weg und der Querschnitt beträgt

$$A_{W\ddot{U}c} = A_{W\ddot{U}2} + A_{Byp} . \quad (4.7)$$

Oberhalb des Bypassstanks (d) gilt

$$A_{W\ddot{U}d} = A_{W\ddot{U}2} . \quad (4.8)$$

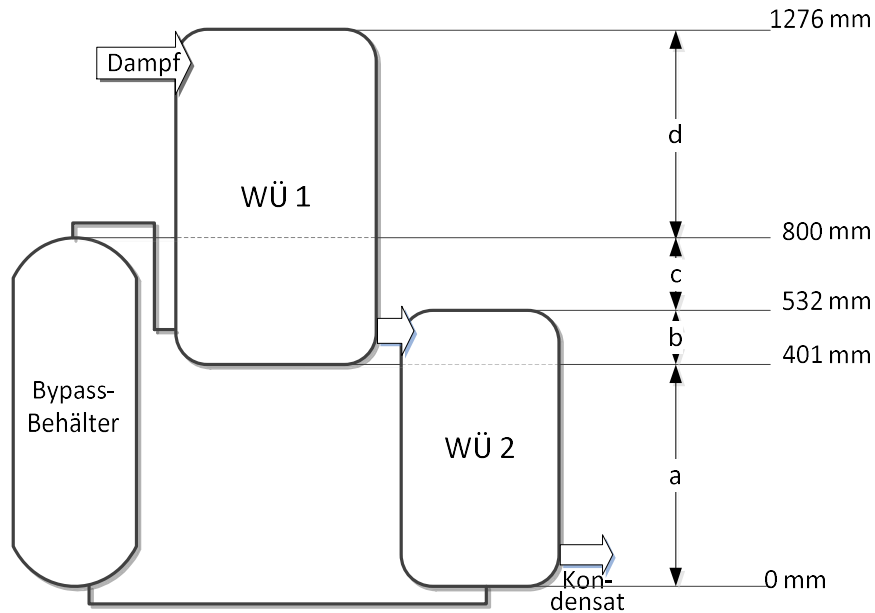


Abbildung 4.2: Anordnung der Wärmeübertrager mit den Bereichen verschiedener Querschnitte

Die wirksamen Querschnitte der Wärmeübertrager und der Querschnitt des Bypassstanks werden den Datenblättern [26] bzw. der technischen Zeichnung [27] entnommen, das Volumen des Verbindungsrohres wurde anhand von Fotos geschätzt.

$$A_{W\ddot{U}1} = 0,04 \text{ m}^2 \quad A_{W\ddot{U}2} = 0,02 \text{ m}^2 \quad A_{Byp} = 0,07 \text{ m}^2 \quad A_{Byp} = 0,01 \text{ m}^2$$

Damit ergeben sich die Querschnitte für die einzelnen Bereiche zu

$$A_a = 0,09 \text{ m}^2 \quad A_b = 0,14 \text{ m}^2 \quad A_c = 0,11 \text{ m}^2 \quad A_d = 0,04 \text{ m}^2$$

4.2 Zentrales Modell der Regelstrecke

Um das Verhalten des Füllstandes in den Wärmeübertragern zu bestimmen, müssen, wie aus Gleichung (4.4) hervorgeht, die Einflüsse auf die beiden Massenströme \dot{m}_K und \dot{m}_{ab} untersucht werden. Abbildung 4.3 gibt einen Überblick über die direkten Einflussgrößen und die Massenbilanzen im Speisewasserkreis. Im Verlauf dieses Kapitels wird dieses allgemeine Blockschaltbild verfeinert und erweitert und in Abschnitt 0 zu einem detaillierten Gesamtmodell erweitert.

Der Kondensatmassenstrom \dot{m}_K ist bestimmt durch den Kondensationsvorgang in den Wärmeübertragern. Die Modellgleichungen der Wärmeübertragung und die Einflussgrößen auf die vom ORC aufgenommene Wärmeleistung \dot{Q}_{ORC} werden in Abschnitt 4.3 erläutert. Der abgeführte Massenstrom \dot{m}_{ab} entspricht im stationären Zustand dem Massenstrom \dot{m}_{Spw} , der durch die Speisewasserpumpe gefördert wird. Bei einer transienten Druckänderung im System gibt es jedoch einen zusätzlichen Flüssigkeitsaustausch \dot{m}_{Exp} mit dem Expansionstank. Der Ausgleichsstrom mit dem Expansionstank \dot{m}_{Exp} ist, wie in Abbildung 4.1 gekennzeichnet, für eine Fließrichtung ins System hinein als positiv definiert. Für den Speisewassermassenstrom folgt

$$\dot{m}_{Spw} = \dot{m}_{ab} + \dot{m}_{Exp} . \quad (4.9)$$

Die Ausgleichsströme zwischen Expansionstank und System sind druckabhängig, die Modellgleichungen hierzu finden sich in Abschnitt 0. Wie sich der Druck am Expansionstank einstellt, wird über eine Druckverlustberechnung in Abhängigkeit der Massenströme \dot{m}_{ab} und \dot{m}_{Spw} in Abschnitt 4.5.1 bestimmt. Stellgröße für die Regelung ist der Speisewassermassenstrom. Dieser kann über die Speisewasserpumpe oder das Regelventil V30 verändert werden. Das Verhalten der Stellglieder wird in Abschnitt 4.5.2 und 0 erläutert. Die Füllstandsänderung in den Wärmeübertragern wurde im vorangegangenen Abschnitt 0 beschrieben.

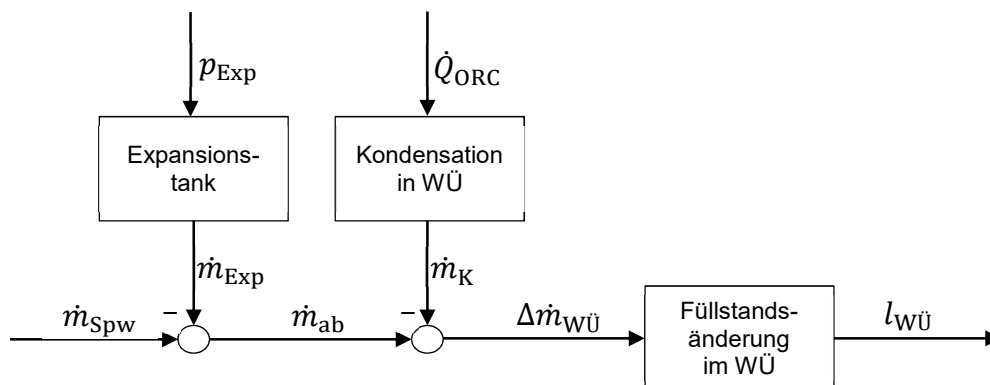


Abbildung 4.3: Allgemeines Blockschaltbild der Regelstrecke

4.3 Wärmeübertragung

4.3.1 Kondensationsvorgang

Der in den Wärmeübertragern anfallende Kondensatmassenstrom \dot{m}_K ist abhängig von dem vom Dampf an den ORC abgegebenen Wärmestrom. Dieser ist definiert als

$$\dot{Q}_D = \dot{m}_K \cdot (h_D - h_K). \quad (4.10)$$

Hierbei ist h_D die Enthalpie des eintretenden Dampfs und h_K die Enthalpie des unterkühlten, aus dem unteren Wärmeübertrager austretenden Kondensats:

$$h_D = h(p_D, x = 1) \quad (4.11)$$

$$h_K = h(p_K, \vartheta_K) \quad (4.12)$$

Auf der Sekundärseite tritt in den unteren Wärmeübertrager in Gegenstromrichtung das ORC-Medium SES36 ein. Für die Austrittstemperatur des Kondensats ϑ_K ist im Modell angenommen, dass sich diese bis auf eine Grädigkeit von 15 K an die Eingangstemperatur der ORC-Seite $\vartheta_{\text{ORC in}}$ angleicht.

$$\vartheta_K = \vartheta_{\text{ORC in}} + 15 \text{ K} \quad (4.13)$$

Diese Annahme kann getroffen werden, da die Wärmeübertrager 1 und 2 zu 285 % bzw. 75 % überdimensioniert sind. In der Realität beeinflusst auch der Füllstand selbst die Wärmeübertragung, da der Wärmeübergangskoeffizient von Dampf etwa dreimal höher ist als der von Wasser [28]. Diesen Effekt vernachlässigt das Modell und nimmt an, dass die theoretisch übertragbare Leistung auch tatsächlich übertragen wird.

Vernachlässigt man die thermische Trägheit der Wärmeübertrager, ist der von der Primärseite abgegebene Wärmestrom \dot{Q}_D gleich dem von der Sekundärseite aufgenommenen Wärmestrom \dot{Q}_{ORC} :

$$\dot{Q}_D = \dot{Q}_{\text{ORC}} \quad (4.14)$$

mit

$$\dot{Q}_{\text{ORC}} = \dot{m}_{\text{ORC}} \cdot (h_{\text{ORC out}} - h_{\text{ORC in}}). \quad (4.15)$$

Hierbei ist $h_{\text{ORC in}}$ die Enthalpie des in den unteren Wärmeübertrager eintretenden ORC-Fluids und $h_{\text{ORC out}}$ die Enthalpie des aus dem oberen Wärmeübertrager auf der Sekundärseite austretenden überhitzten Dampfs:

$$h_{\text{ORC in}} = h(p_{\text{ORC}}, \vartheta_{\text{ORC in}}) \quad (4.16)$$

$$h_{\text{ORC out}} = h(p_{\text{ORC}}, \vartheta_{\text{ORC out}}) \quad (4.17)$$

Für die Eingangsparameter der ORC-Seite wird angenommen, dass das Wärmeträgermedium stets auf den konstanten Wert der Nominaltemperatur von $\vartheta_{\text{ORC in}} = 64,1^\circ\text{C}$ zurückgekühlt wird. Der Druck in den Wärmeübertragern auf der Sekundärseite soll ebenfalls den Nominalwert von $p_{\text{ORC}} = 15,2 \text{ bar}_{\text{abs}}$ betragen. Für die Überhitzung des SES36-Dampfes gilt analog zu Gleichung (4.13) eine Grädigkeit von 15 K

$$\vartheta_{\text{ORC out}} = \vartheta_{\text{D}} - 15 \text{ K} . \quad (4.18)$$

Mit diesen Annahmen hängt der Kondensatmassenstrom lediglich von der Enthalpie h_{D} des eintretenden Sattdampfes auf der Primärseite und dem Massenstrom \dot{m}_{ORC} auf der Sekundärseite ab. Die Gleichungen (4.10), (4.14) und (4.15) lassen sich zusammenfassen und ergeben den Zusammenhang

$$\dot{m}_{\text{K}} = \dot{m}_{\text{ORC}} \cdot \frac{h_{\text{ORC out}} - h_{\text{ORC in}}}{h_{\text{D}} - h_{\text{K}}} . \quad (4.19)$$

Die Enthalpie des Dampfes wird durch die Massen- und Energiebilanz der Dampftrommel bestimmt. Diese werden in Abschnitt 4.4 aufgestellt. Der Massenstrom auf der Sekundärseite wird vom ORC in Abhängigkeit der Eingangstemperatur auf der Primärseite geregelt. Aus diesem Grund ist auch die ORC-Regelung Bestandteil des implementierten Modells und wird im folgenden Abschnitt erläutert.

4.3.2 ORC-Regelung

Über die Regelung des ORC liegt keine Dokumentation vor. Anhand von Angaben des Herstellers Zuccato, der einen Drittanbieter mit dem Entwurf einer Regelung beauftragt hat, kann aber das Regelverhalten grob nachgebildet werden. In Abbildung 4.4 ist das P&ID des ORC mit den für die Regelung wesentlichen Komponenten abgebildet.

Die Regelung verfügt über drei Stellglieder: die Drehzahl der Pumpe im Kreislauf der ORC-Turbine, das Ventil V2 in der Dampfleitung auf der Primärseite des Wärmeübertragers und das Ventil V1 auf der Sekundärseite des Wärmeübertragers am Turbineneintritt. Während des Start-Up Vorgangs wird die Pumpe in Abhängigkeit des Füllstands (LT01) im ORC-Flüssigkeitstank geregelt. Im normalen Betriebsbereich zwischen minimalem und maximalem Dampfdruck ($4 \dots 9,5 \text{ bar}_{\text{abs}}$) regelt das Ventil V1 die Leistungsabnahme, indem sie den Durchfluss des ORC-Fluids in Abhängigkeit der vor dem Ventil V2 gemessenen Dampftemperatur (TT06) einstellt. Dieses Verhalten wurde im Modell über eine proportionale Abhängigkeit des ORC-Massenstromes von der Dampftemperatur realisiert. Mit Asterisken $_*$ versehene Parameter kennzeichnen Werte im Auslegungsfall.

$$\dot{m}_{\text{ORC}} - \dot{m}_{\text{ORC}}^* = K_{\text{ORC}} \cdot (\vartheta_{\text{D}} - \vartheta_{\text{D}}^*) \quad (4.20)$$

Die Proportionalitätskonstante K_{ORC} wurde so gewählt, dass die im niedrigsten Teillastfall vom ORC benötigte thermische Leistung von 219 kW bei minimalem Dampfdruck von 4 bar übertragen wird.

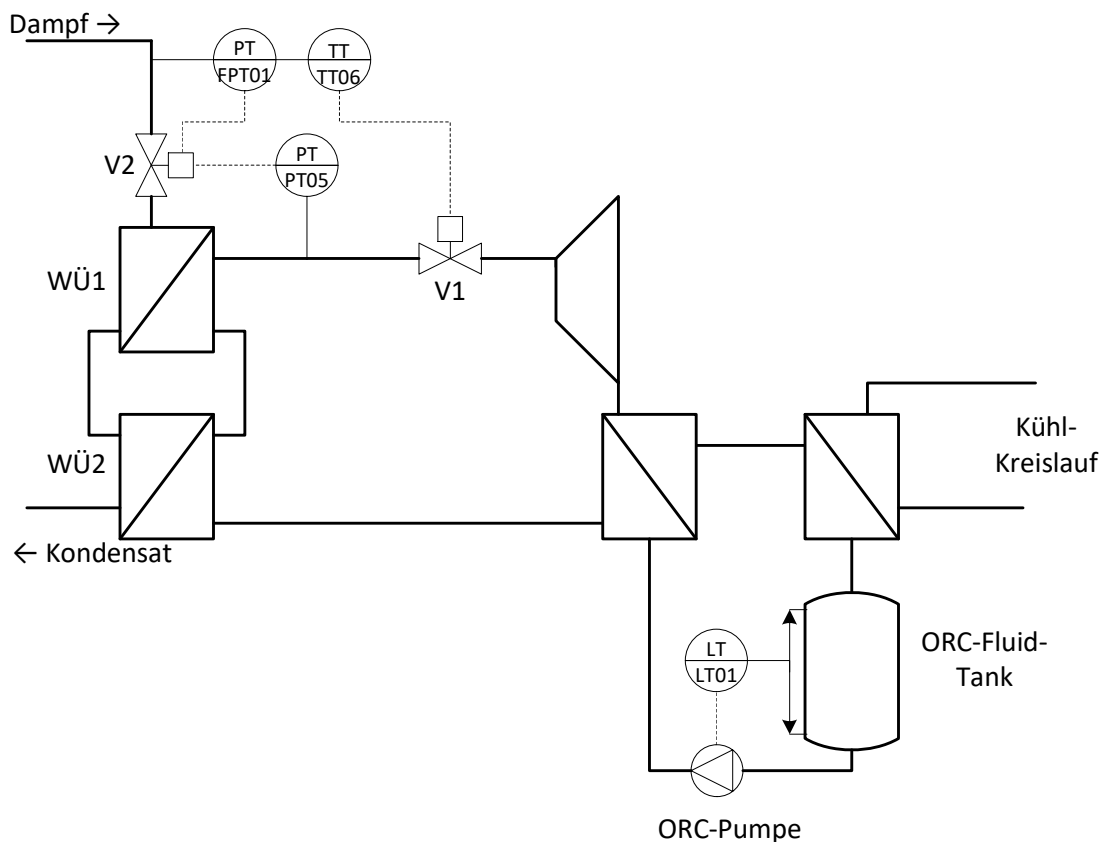


Abbildung 4.4: P&ID des ORC

Das Ventil V2 erfüllt die beiden in Abschnitt 2.3.3 bereits beschriebenen Funktionen. Sinkt der Dampfdruck unter den Minimalwert von 4 bar, wird das Ventil geschlossen, um einer weiteren Druckabsenkung entgegenzuwirken. Dies wurde im Modell berücksichtigt, zudem wurde angenommen, dass ab diesem Moment auch die Wärmeabnahme endet, also die ORC-Pumpe ausgeschaltet wird. Unberücksichtigt bleibt die Wärmeträgheit der Wärmeübertrager, welche in der Realität die Auswirkung von Temperaturänderungen verzögert. Die zweite Funktion von V2 besteht darin, das ORC-Fluid vor der Überschreitung der kritischen Temperatur von 177,5 °C zu schützen. Dies wird durch Messung der Temperatur am Ausgang der Sekundärseite (PT05) realisiert. Übersteigt diese eine vorgegebene Grenztemperatur, reduziert V2 durch eine Drosselung des Dampfes die Dampftemperatur.

4.4 Druck in der Dampftrommel

4.4.1 Modell der Dampftrommel

Die Massenströme stellen sich nach den Druckdifferenzen im System ein. Der Druck in der Dampftrommel gibt den Ruhedruck des Systems vor. Wie sich dieser einstellt, wird im Folgenden durch die Energie- und Massenbilanz beschrieben. Ausgehend davon wird in Abschnitt 0 über die Druckverluste der einzelnen Anlagenabschnitte der Druckverlauf im Speisewasserkreis berechnet.

Die Dampftrommel wird als ein Behälter modelliert, dessen Gesamtvolumen V_{DT} mit Wasser in flüssigem siedenden Zustand V_{fl} und mit Wasserdampf in gesättigtem Zustand V_d gefüllt ist. Die Temperatur ϑ_{DT} beträgt nach dieser Annahme in der gesamten Dampftrommel die Siedetemperatur $\vartheta'(p_{DT})$ des Drucks p_{DT} in der Dampftrommel.

$$V_{DT} = V_{fl} + V_d \quad (4.21)$$

Zu dem Gesamtvolumen der Dampftrommel wird im Modell nicht nur das konstruktive Trommelvolumen von 400 l gerechnet, sondern auch das Dampfvolumen im Solarfeld und den Dampfleitungen. Ebenso trägt die Stahlmasse dieser Teile neben der Masse der Dampftrommel zur Speicherung der thermischen Energie bei. Das Modell stellt also den Verdampfungsvorgang nicht orts aufgelöst dar, sondern verhält sich so, als ob die Energie der Solarstrahlung direkt der Dampftrommel zugeführt würde.

Die Berechnung des Dampfvolumens im Solarfeld erfolgt vereinfacht für alle Fälle bei einer solaren Einstrahlung von 900 W/m^2 . Zur Vorwärmung des Massenstroms \dot{m}_{Rez} von der am Eintritt des Solarfelds herrschenden Temperatur ϑ_{SFin} auf Siedetemperatur, wird die Wärmeleistung \dot{Q}_{VW} von

$$\dot{Q}_{VW} = \dot{m}_{Rez} (h(p_{SF}, x=0) - h(p_{SF}, \vartheta_{SFin})) \quad (4.22)$$

benötigt. Der Druck p_{SF} auf der Strecke der Vorwärmung wird dabei als konstant angenommen. Die Leistung zur Vorwärmung wird bei einer solaren Einstrahlung \dot{q}_{Sol} und dem Solarfeld-Wirkungsgrad η_{SF} vom Anteil r_{VW} der gesamten Aperturfläche A_{Ap} erbracht.

$$\dot{Q}_{VW} = \dot{q}_{Sol} \eta_{SF} A_{Ap} r_{VW} \quad (4.23)$$

Durch Gleichsetzen der Gleichungen (4.22) und (4.23) kann der Anteil r_{VW} bestimmt werden. Das wirksame Gesamtvolumen der Dampftrommel V_{DT} setzt sich zusammen aus dem konstruktiven Volumen der Dampftrommel $V_{DT \text{ konstr}}$, dem Volumen der mit Dampf beaufschlagten Rohrleitungen V_{RL} sowie dem mit Dampf gefüllten Teil des Volumens der Absorberrohre V_{SF} .

$$V_{DT} = V_{DT \text{ konstr}} + V_{RL} + (1 - r_{VW})V_{SF} \quad (4.24)$$

Ebenso setzt sich die wirksame Stahlmasse der Dampftrommel m_{Stahl} aus den Stahlmassen der einzelnen Komponenten zusammen.

$$m_{\text{Stahl}} = m_{\text{DT konstr}} + m_{\text{RL}} + (1 - r_{\text{VW}})m_{\text{SF}} \quad (4.25)$$

Ein Bezug auf die Dampftrommel meint in diesem Abschnitt immer das Volumen V_{DT} , welches das Dampfvolumen des Solarfeldes mit einschließt.

Die beiden zentralen Gleichungen des Dampftrommel-Modells bilden die Massen- und die Energiebilanz [29]. Abbildung 4.5 zeigt die Massen- bzw. Wärmeströme, die die Bilanzgrenze überschreiten.

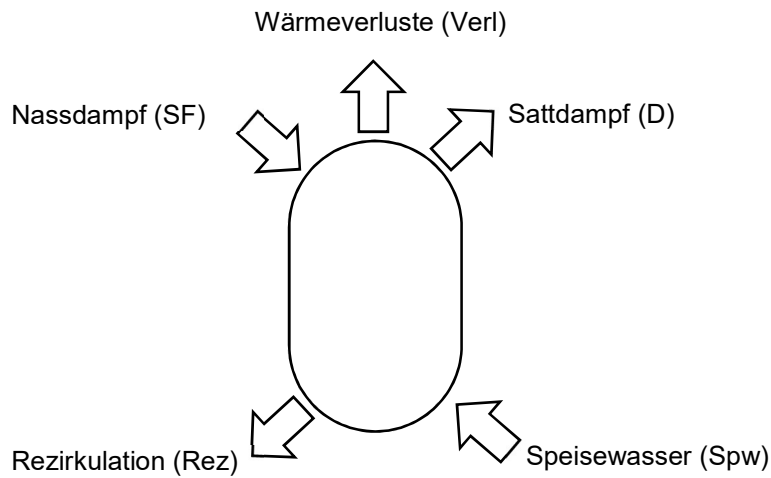


Abbildung 4.5: Bilanzierung der Dampftrommel

4.4.2 Massenbilanz

Die Änderung der Gesamtmasse m_{DT} in der Dampftrommel entspricht der Differenz aus zu- und abgeführten Massenströmen.

$$\frac{dm_{\text{DT}}}{dt} = \dot{m}_{\text{SF}} - \dot{m}_{\text{D}} + \dot{m}_{\text{Spw}} - \dot{m}_{\text{Rez}} \quad (4.26)$$

Die Gesamtmasse in der Dampftrommel ist die Summe aus der Wassermasse m_{fl} und der Dampfmasse m_{d} . $\rho'(p_{\text{DT}})$ bezeichnet die Dichte des siedenden Wassers, $\rho''(p_{\text{DT}})$ die Dichte des Sattdampfs.

$$m_{\text{DT}} = m_{\text{fl}} + m_{\text{d}} \quad (4.27)$$

$$m_{\text{fl}} = \rho'(p_{\text{DT}}) \cdot V_{\text{fl}} \quad (4.28)$$

$$m_{\text{d}} = \rho''(p_{\text{DT}}) \cdot V_{\text{d}} \quad (4.29)$$

Fasst man die Gleichungen (4.26) und (4.27) zusammen und integriert beide Seiten, erhält man die Massenbilanz

$$m_{fl} + m_d = m_{DT0} + \int_{t=0}^t (\dot{m}_{SF} - \dot{m}_D + \dot{m}_{SpW} - \dot{m}_{Rez}) dt \quad (4.30)$$

mit dem Anfangswert

$$m_{DT0} = m_{DT}(t = 0) \quad (4.31)$$

4.4.3 Energiebilanz

Die Änderung der in der Dampftrommel enthaltenen inneren Energie U_{DT} ist, analog zur Massenbilanz, die Differenz aus zu- und abgeführten Wärmeströmen. Hinzu kommt bei der Energiebilanz noch ein Verlustwärmestrom \dot{Q}_{Verl} .

$$\frac{dU_{DT}}{dt} = \dot{Q}_{SF} - \dot{Q}_D + \dot{Q}_{SpW} - \dot{Q}_{Rez} - \dot{Q}_{Verl} \quad (4.32)$$

Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik ist die Änderung der inneren Energie U_{DT} in einem System gleich der Änderung der Wärme Q_{DT} im System und der an ihm verrichteten Arbeit W_{DT} .

$$dU_{DT} = dQ_{DT} + dW_{DT} \quad (4.33)$$

Da das Volumen der Dampftrommel konstant bleibt ($dV_{DT} = 0$), und auch das Dampfvolumen im Solarfeld als konstant angenommen wird, ist die Volumenänderungsarbeit dW_{DT} gleich Null.

$$dW_{DT} = -pdV_{DT} = 0 \quad (4.34)$$

Der Wärmeinhalt im System der Dampftrommel Q_{DT} setzt sich zusammen aus der im Wasser, im Dampf sowie in der Stahlmasse gespeicherten Wärme. Für die absolute Temperatur T_{DT} des Stahls wird angenommen, dass diese durch ideale Wärmeleitung die Dampftemperatur besitzt.

$$Q_{DT} = m_{fl}h'(p_{DT}) + m_d h''(p_{DT}) + m_{Stahl}c_{Stahl}T_{DT} \quad (4.35)$$

Die spezifische Wärmekapazität von Stahl wird mit $c_{Stahl} = 0,5 \text{ kJ/kgK}$ angenommen. $h'(p_{DT})$ und $h''(p_{DT})$ bezeichnen die spezifische Enthalpie des siedenden Wassers bzw. des Satt-dampfes. Durch Zusammenfassen und Integration der Gleichungen (4.32) bis (4.35) erhält man die Energiebilanz der Dampftrommel

$$\begin{aligned} m_{fl}h'(p_{DT}) + m_d h''(p_{DT}) + m_{Stahl}c_{Stahl}T_{DT} = \\ = Q_{DT0} + \int_{t=0}^t (\dot{Q}_{SF} - \dot{Q}_D + \dot{Q}_{SpW} - \dot{Q}_{Rez} - \dot{Q}_{Verl}) dt \end{aligned} \quad (4.36)$$

mit dem Anfangswert

$$Q_{DT0} = Q_{DT}(t = 0) \quad (4.37)$$

Im Modell wird angenommen, dass sich das zurückgeführte Speisewasser vollständig mit dem Wasser in der Dampftrommel mischt. Tatsächlich strömt aber ein Teil des Speisewassers durch den unteren Teil der Dampftrommel hindurch direkt zum Ausgang der Rezirkulationsleitung, ohne Wärme aus der Dampftrommel aufzunehmen.

4.4.4 Bestimmung der Massen- und Wärmeströme

Aus der Dampftrommel strömt immer die gleiche Menge Dampf nach, wie in den Wärmeübertragern kondensiert wird. Der Dampfmassenstrom \dot{m}_D hat deshalb denselben Wert wie der in Abschnitt 4.3.1 modellierte Kondensatmassenstrom. Der aus dem Speisewasserkreis zurückgeführte Massenstrom \dot{m}_{Spw} wird durch die Speisewasserpumpe und die Druckverluste im Speisewasserkreis bestimmt. Die Zusammenhänge werden in den Abschnitten 0 und 0 behandelt.

Der Rezirkulationsmassenstrom \dot{m}_{Rez} soll im Betrieb konstant den Auslegungswert von $\dot{m}_{Rez}^* = 0,65 \text{ kg/s}$ betragen. Eine Änderung der Druckverluste durch eine Ventilverstellung an den Eingängen der einzelnen Loops wird nicht berücksichtigt. Im stationären Zustand entspricht der aus dem Solarfeld austretende Massenstrom \dot{m}_{SF} dem eintretenden Massenstrom \dot{m}_{Rez} .

Bei transientser Einstrahlung ändert sich die Wassermasse im Solarfeld. Je höher die Einstrahlung, desto näher am Eintritt des Absorberrohres beginnt die Verdampfung und ein desto größerer Anteil des Solarfeldes ist mit Dampf gefüllt. Sinkt die Einstrahlung, wandert der Verdampfungsstartpunkt in Richtung Ausgang des Absorberrohres und der Dampfanteil sinkt. Aus dem Solarfeld strömt dann immer weniger Dampf in die Dampftrommel und die Absorberrohre füllen sich mit Wasser. Das Solarfeld wirkt dann wie ein Speicher, dessen Massenänderung eine Differenz von zu- und abgeführtem Massenstrom verursacht. Ist der Strahlungseinbruch vorbei, wird das Wasser aus den Rohren mit dem neu produzierten Dampf mitgerissen und es entstehen hohe Peaks von Wassermassenstrom am Solarfeld-Ausgang. Dieses Phänomen ist in [30] beschrieben. Im Modell wird dieser Effekt nur insofern berücksichtigt, dass bei einem plötzlichen Strahlungseinbruch $\dot{m}_{SF} = 0$ wird. Die Verdampfung bricht somit schlagartig zusammen und das durch die Kondensation freiwerdende Volumen wird mit Wasser aufgefüllt. Bis der im Auslegungsfall mit Dampf gefüllte Teil des Solarfeldes mit einem Volumen von ca. 440 Litern durch den Rezirkulationsmassenstrom von $\dot{m}_{Rez}^* = 0,65 \text{ kg/s}$ mit Wasser gefüllt ist, vergehen etwa 11 Minuten. Da dann die Anlage ohnehin außer Betrieb geht, ist ein längerer Betrachtungszeitraum für plötzliche Strahlungseinbrüche nicht nötig und die genannte Annahme für den Massenstrom \dot{m}_{SF} ist gültig.

Auch bei einer langsamen Strahlungsänderung ändert sich theoretisch der Dampfmassenstrom aus dem Solarfeld. Da diese Änderung aber deutlich geringer ist und eine detaillierte Simulation der Verdampfung im Solarfeld nicht Teil des Modells sein soll, wird für langsame

Strahlungsänderungen vereinfacht angenommen, dass $\dot{m}_{SF} = \dot{m}_{Rez}$ bleibt und sich durch die veränderte Einstrahlung nur der Dampfmassenanteil ändert.

Die Wärmeströme werden aus dem Produkt des jeweiligen Massenstroms und der spezifischen Enthalpie berechnet:

$$\dot{Q}_D = \dot{m}_D \cdot h''(p_{DT}) \quad (4.38)$$

$$\dot{Q}_{Spw} = \dot{m}_{Spw} \cdot h(p_{DT}, \vartheta_{Spw}) \quad (4.39)$$

$$\dot{Q}_{Rez} = \dot{m}_{Rez} \cdot h'(p_{DT}) \quad (4.40)$$

$$\dot{Q}_{SF} = \dot{m}_{SF} \cdot h_{SF} \quad (4.41)$$

Zur Bestimmung der spezifischen Enthalpie h_{SF} des Nassdampfes am Ausgang des Solarfelds dient die Energiebilanz des Solarfeldes

$$\dot{Q}_{SF} = \dot{Q}_{Rez} + \dot{Q}_{Sol} \quad (4.42)$$

Die Solarleistung \dot{Q}_{Sol} wird abhängig von der zur Aperturfläche senkrechten Direktstrahlung (ANI – Aperture Normal Irradiance) über den Wirkungsgrad η_{SF} und die Aperturfläche $A_{Ap} = 979,2 \text{ m}^2$ des Solarfeldes bestimmt:

$$\dot{Q}_{Sol} = ANI \cdot A_{Ap} \cdot \eta_{SF} \quad (4.43)$$

Der ANI ist das Produkt aus der direkten Normalstrahlung (DNI – Direct Normal Irradiance) und den Kosinusverlusten, welche die Strahlungsdichte durch schräg auf die Kollektoren einfallende Strahlung verringern. Die thermischen Verluste sind temperaturabhängig. Es muss nur der Wärmestrom berücksichtigt werden, der durch Wärmeleitung über die Wände der Dampftrommel und die Rohrleitungen verloren geht, da die Verluste im Solarfeld bereits durch den Wirkungsgrad η_{SF} abgebildet sind. Bei einer Isolierung mit der Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_{Iso} = 0,045 \text{ W/mK}$ [31] wird für die Dampftrommel eine Isolierdicke von 80 mm angenommen, für die Rohrleitungen eine Isolierdicke von 30 mm. Die Oberfläche der Dampftrommel beträgt $O_{DT} = 3 \text{ m}^2$, die Oberfläche der Rohrleitungen O_{RL} vom Solarfeld zur Dampftrommel beträgt bei einer Rohrleitungslänge von 20 m und einer Nennweite von DN50 in etwa $3,5 \text{ m}^2$. Die sich damit ergebenden Wärmeverluste werden verdoppelt, da über Armaturen und Wärmebrücken vermutlich höhere Verluste auftreten. Der Wärmeverluststrom \dot{Q}_{Verl} berechnet sich damit zu

$$\dot{Q}_{Verl} = 2 \cdot \lambda_{Iso} \left(\frac{O_{DT}}{d_{Iso DT}} + \frac{O_{RL}}{d_{Iso RL}} \right) \cdot (\vartheta_{DT} - \vartheta_{Amb}) \quad (4.44)$$

Bei der Auslegungstemperatur $\vartheta_{DT}^* = 175\text{ °C}$ und einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{Amb} = 20\text{ °C}$ betragen die thermischen Verluste damit 22 kW.

Bei der Modellierung der Dampftrommel anhand der Energie- und Massebilanzen wird nicht berücksichtigt, dass Kondensation und Nachverdampfung zeitlich verzögert auftreten. Dadurch verändert sich der zeitliche Druckverlauf. In [32] wird dies für einen Dampfspeicher diskutiert und die Druckverläufe mit und ohne Berücksichtigung der Verzögerungen verglichen, siehe Abbildung 4.6. Beim Entladen liegt dadurch der tatsächliche Druck unter dem berechneten, beim Beladen darüber.

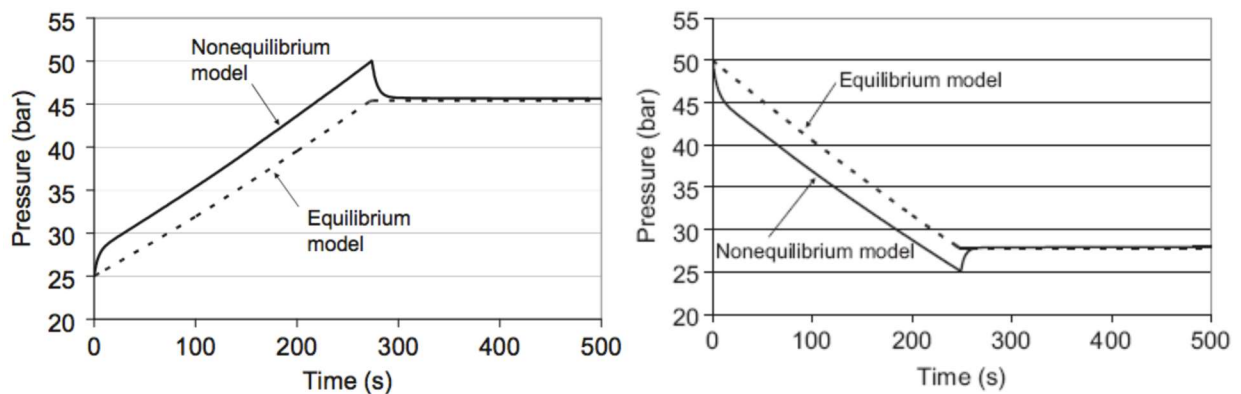


Abbildung 4.6: Vergleich der Druckverläufe in einem Dampfspeicher mit und ohne Berücksichtigung der verzögerten Kondensation bzw. Nachverdampfung beim Beladen (links) und Entladen (rechts) eines Dampfspeichers [32]

4.5 Druckverluste im Speisewasserkreis

4.5.1 Druckverlustberechnung

Ausgehend vom Druck in der Dampftrommel werden alle anderen Drücke im System berechnet. Der Zusammenhang zwischen Massen- bzw. Volumenstrom und den Druckverhältnissen an den einzelnen Stellen im System wird durch die Druckverlustberechnung beschrieben. Der hydraulische Druckverlust Δp in Rohrleitungen und Armaturen berechnet sich im Allgemeinen über die Gleichung

$$|\Delta p| = \frac{\rho}{2} w^2 \left(\lambda \frac{L}{d} + \Sigma \zeta \right). \quad (4.45)$$

Mit der Fluidichte ρ , der Strömungsgeschwindigkeit w , der Rohrreibungszahl λ , der Länge L und dem Durchmesser der Rohrleitung d [33]. Für alle anderen Armaturen, Rohrbögen und Verzweigungen ist ein Druckverlustbeiwert ζ festgelegt.

Gleichung (4.45) lässt sich mit

$$w = \frac{\dot{V}}{A} \quad (4.46)$$

auch als Funktion des Volumenstroms \dot{V} ausdrücken:

$$|\Delta p| = \frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A} \right)^2 \left(\lambda \frac{L}{d} + \Sigma \zeta \right) \quad (4.47)$$

Rohrquerschnitt A , Rohrreibungszahl, Länge und Durchmesser der Rohrleitung sowie die Druckverlustbeiwerte bleiben über die Zeit konstant und können deshalb zu einer Konstanten R_p zusammengefasst werden, die im Folgenden Druckverlustkonstante genannt werden soll. Der Druckverlust ist somit proportional zum Produkt aus der Fluidichte und dem Quadrat des Volumenstroms

$$|\Delta p| = R_p \rho \dot{V}^2. \quad (4.48)$$

Da durch die quadratische Abhängigkeit des Druckverlusts von der Strömungsgeschwindigkeit die Information über die Strömungsrichtung verloren geht, muss das Vorzeichen des Druckverlusts Δp getrennt bestimmt werden:

$$\arg(\Delta p) = \frac{\dot{V}}{|\dot{V}|} \quad (4.49)$$

Für den Auslegungsfall wurden die Druckverluste in den Komponenten des Speisewasserkreises bereits berechnet [34]. Nach einer Anpassung an die aktuelle Version des P&ID kann damit eine Druckverlustkonstante R_{pi} für jeden Abschnitt des Speisewasserkreises berechnet werden. Die für die Berechnung der Massenströme relevanten Drücke im Auslegungsfall sowie die daraus berechneten Druckverlustkonstanten sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Druckverluste im Speisewasserkreis

i	Index	Anlagenpunkt	p_i in bar an Anlagenpunkt i im Auslegungsfall	R_{pi} in $\frac{\text{bar s}^2}{\text{kg m}^3}$ zwischen den Anlagenpunkten i und $i + 1$
0	SpWPout	Druckseite Speisewasserpumpe	8,91	300
1	D	Dampftrommel	8,90	8,63
2	V2in	Vor Ventil V2	8,84	15
3	V2out	Hinter Ventil V2	8,74	26,0
4	WÜ	Kondensatoberfläche im Wärmeübertrager	8,55	6016
5	V30in	Vor Ventil V30	8,40	variabel (810...729.000)
6	V30out	Hinter Ventil V30	6,91	598
7	Exp	Expansionstank	6,90	598
8	SpWPin	Saugseite Speisewasserpumpe	6,88	

In Abhängigkeit des Dampfdrucks in der Dampftrommel kann über die Druckverlustkonstante der Druck an jeder Stelle i des Systems für beliebige Volumenströme nach Gleichung (4.50), bzw. für beliebige Massenströme nach Formel (4.51) berechnet werden.

$$p_i = p_D - \sum_{j=0}^{i-1} \arg(\Delta p_j) R_{pj} \rho_j \dot{V}_j^2 \quad (4.50)$$

$$p_i = p_D - \sum_{j=0}^{i-1} \arg(\Delta p_j) R_{pj} \frac{\dot{m}_j^2}{\rho_j} \quad (4.51)$$

Im stationären Auslegungsfall mit $\dot{m}_{\text{SpW}} = 0,18 \text{ kg/s}$ ergibt sich damit der in Abbildung 4.7 dargestellte Druckverlauf. Um den gewünschten Massenstrom zu erreichen wurde für die Darstellung eine um 20 % gegenüber dem Nennwert verminderte Pumpendrehzahl und ein relativer Ventilhub von 0,45 gewählt. Wie Ventil und Pumpe die Massenströme beeinflussen, ist in den Abschnitten 4.5.2 und 4.5.3 erläutert.

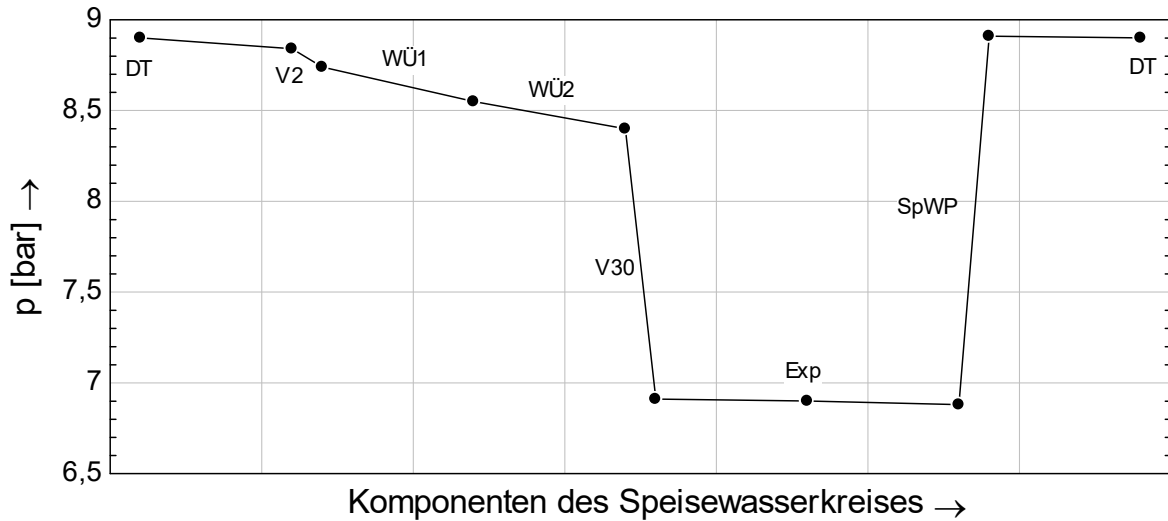


Abbildung 4.7: Druckverlauf im Speisewasserkreis im Auslegungsfall

4.5.2 Regelventil V30

Die Druckverlustkonstante R_{p5} des Regelventils V30 ist variabel und wird bestimmt durch den vom relativen Ventilhub H_V abhängigen k_V -Wert. Dieser bezeichnet den Volumenstrom, der bei einer Fluidichte von $\rho_0 = 1000 \text{ kg/m}^3$ und einer Druckdifferenz von $\Delta p_0 = 1 \text{ bar}$ durch das Ventil fließt. Für Dichte ρ und Druckdifferenz Δp_V , abweichend von den normierten Werten, gilt [35]

$$k_V = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \cdot \frac{1 \text{ bar}}{\Delta p_V}} \quad (4.52)$$

Durch Umstellen von (4.52) und Gleichsetzen mit (4.48) erhält man in (4.54) den Zusammenhang zwischen k_V -Wert und der Druckverlustkonstanten für das Ventil V30.

$$\Delta p_V = \frac{1 \text{ bar}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_V} \right)^2 = R_{p5} \rho \dot{V}^2 \quad (4.53)$$

$$R_{p5} = \frac{1}{k_V^2} \frac{1 \text{ bar}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \quad (4.54)$$

Den Zusammenhang zwischen k_V -Wert und Ventilhub beschreibt die Ventilkennlinie. Laut Datenblatt [36] hat das verbaute Regelventil eine gleichprozentige Kennlinie mit einem K_{VS} -Wert von $4 \text{ m}^3/\text{h}$ und einem Stellverhältnis von $SV = 30:1$. Der K_{VS} -Wert ist eine charakteristische Ventilgröße und bezeichnet den maximalen k_V -Wert. Das Stellverhältnis gibt wieder, wie weit das Ventil geschlossen werden kann. Der minimale K_V -Wert $K_{V \min}$ kann damit berechnet werden zu

$$K_{V \min} = \frac{K_{VS}}{SV} = 0,133 \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.55)$$

Die gleichprozentige Kennlinie ist dadurch gekennzeichnet, dass bei jeder beliebigen Ventilstellung für eine gleiche Hubänderung eine gleiche prozentuale Änderung des k_V -Werts erfolgt [35]. Somit hat sie die Form einer Exponentialfunktion.

$$k_V = K_{V\min} e^{a_V H_V} \quad (4.56)$$

Diese hat den Wert $K_{V\min}$ bei vollständig geschlossenem Ventil ($H_V = 0$) und den Wert K_{VS} bei maximalem Ventilhub ($H_V = H_{V\max}$). Für das vorliegende Ventil ergibt sich so die Kennlinie

$$k_V(H_V) = K_{V\min} \cdot \exp\left(\ln\left(\frac{K_{VS}}{K_{V\min}}\right) H_V\right) \approx 0,133 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot e^{3,4 H_V}. \quad (4.57)$$

Sie ist in Abbildung 4.8 dargestellt.

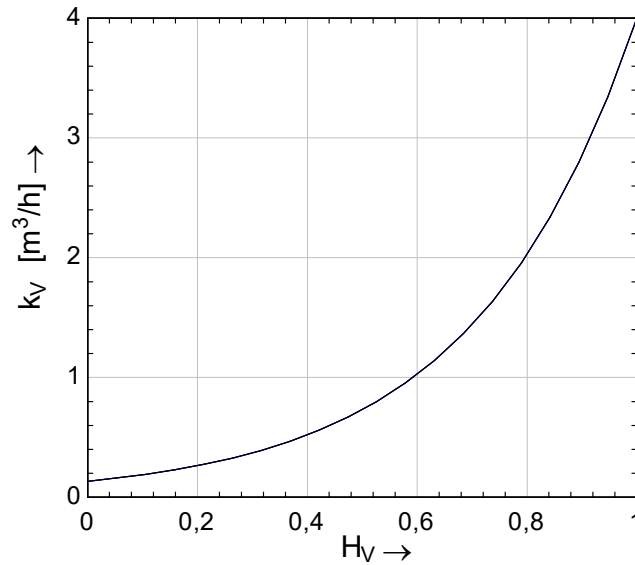


Abbildung 4.8: Ventilkennlinie des Regelventils V30

4.5.3 Anlagenkennlinie

Bestimmend für den Förderstrom der Speisewasserpumpe sind die im Speisewasserkreis zu überwindenden Druckverluste Δp_{SpwK} . Diese setzen sich aus den statischen und den dynamischen Druckverlusten zusammen:

$$\Delta p_{\text{SpwK}} = \Delta p_{\text{stat}} + \Delta p_{\text{hydr}}(\dot{V}). \quad (4.58)$$

Die hydraulischen Druckverluste Δp_{hydr} sind die Summe aus allen volumenstromabhängigen Druckverlusten. Entsprechend der Gleichung (4.50) in Abschnitt 4.5.1 erfolgt die Berechnung der gesamten hydraulischen Druckdifferenz zu

$$\Delta p_{\text{hydr}} = \sum_{j=0}^7 \arg(\Delta p_j) R_{pj} \rho_j \dot{V}_j^2. \quad (4.59)$$

Die statische Druckdifferenz Δp_{stat} ist unabhängig vom Volumenstrom. Diese muss die Pumpe aufgrund des Höhenunterschiedes zwischen den Füllhöhen von Dampftrommel und Wärmeübertrager überwinden. Der Höhenunterschied variiert je nach den Füllständen, wird in der

Berechnung aber mit einem konstanten Wert von 2,3 m angenommen. Dies entspricht der Differenz zwischen dem Level der halb gefüllten Dampftrommel und der Höhe des zweiten Wärmeübertragers. Eine Höhendifferenz von $\Delta H_{\text{stat}} = 2,3 \text{ m}$ Wassersäule entspricht nach

$$\Delta p = \rho g \Delta H_{\text{stat}} \approx \Delta H_{\text{stat}} \cdot 0,1 \frac{\text{bar}}{\text{m}} \quad (4.60)$$

einer Druckdifferenz von 0,23 bar.

In der Anlagenkennlinie ist die Summe aller von der Pumpe zu überwindenden Druckverluste in Abhängigkeit des Volumenstroms aufgetragen. Über den Ventilhub H_{V30} kann die Anlagenkennlinie und damit der von der Pumpe geförderte Volumenstrom verändert werden. Abbildung 4.9 zeigt die Anlagenkennlinien für verschiedene Ventileinstellungen im stationären Fall.

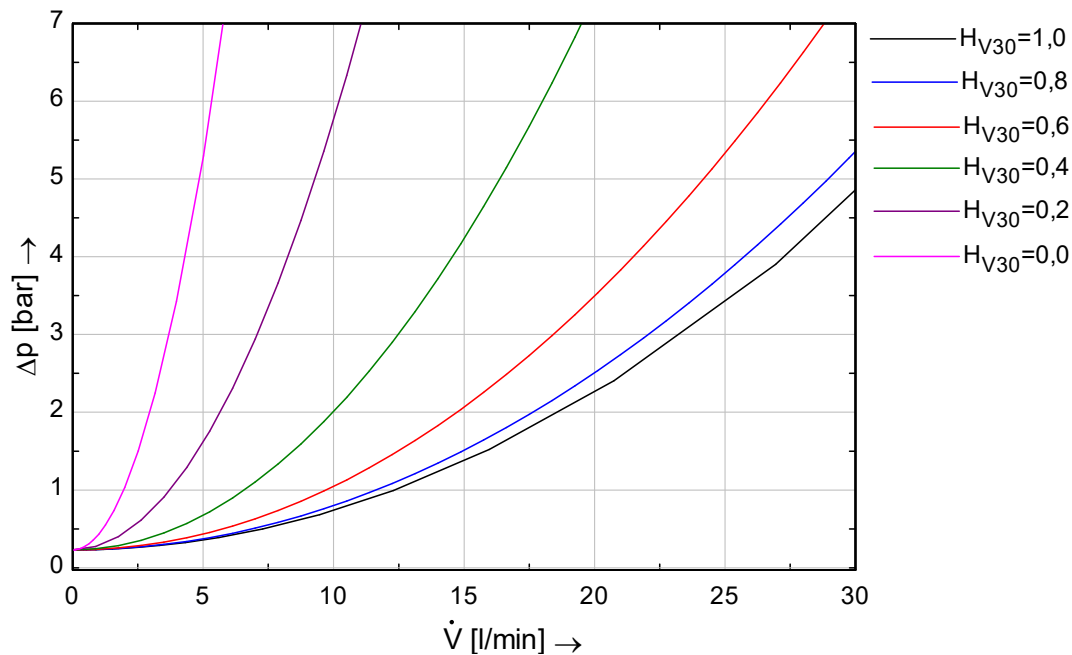


Abbildung 4.9: Anlagenkennlinien des Speisewasserkreises bei variablem Ventilhub des Regelventils V30

4.6 Speisewasserpumpe

4.6.1 Pumpenkennlinie

Die Charakteristik der Speisewasserpumpe wird vom Hersteller durch die Pumpenkennlinie angegeben [37]. Sie hat die lineare Form

$$\Delta p_{\text{SpwP}} = \Delta p_{\text{SpwP } 0} + K_{\text{SpwP}} \cdot \dot{V}_{\text{SpwP}} \quad (4.61)$$

mit der Nullförderhöhe $\Delta p_{\text{SpwP } 0}$ und der negativen Steigung K_{SpwP} . Der geförderte Volumenstrom \dot{V}_{SpwP} stellt sich über ein Gleichgewicht mit den zu überwindenden Druckverlusten im Speisewasserkreis ein. Es gilt

$$\Delta p_{\text{SpwP}} = \Delta p_{\text{SpwK}} \quad (4.62)$$

Die von der Pumpe aufgebaute Druckdifferenz ist demnach gleich der Summe aller Druckdifferenzen im Speisewasserkreis. Graphisch entspricht dies dem Schnittpunkt aus Anlagen- und Pumpenkennlinie.

Die vom Hersteller angegebenen Kennlinie gilt bei einer elektrischen Frequenz von 50 Hz bzw. einer Drehzahl von 2800 min^{-1} . Mithilfe eines Stromumrichters kann die Frequenz des elektrischen Drehfelds und damit die Drehzahl verändert werden. Der Zusammenhang zwischen mechanischer Drehzahl n_{mech} und elektrischer Drehfeldfrequenz f_{el} kann bei einem Asynchronmotor als linear angesehen werden. Der Schlupf s_{ASM} ist in der Realität zwar lastabhängig, bewegt sich aber im Betrieb nur in einem Bereich von etwa zwei bis acht Prozent [38].

$$\frac{n_{\text{mech}}}{\text{min}^{-1}} = \frac{f_{\text{el}}}{\text{s}^{-1}} \cdot 60 \cdot (1 - s_{\text{ASM}}) \quad (4.63)$$

Gemäß der Charakteristik von Kreiselpumpen ist der Volumenstrom proportional zur Drehzahl und die Förderhöhe proportional zum Quadrat der Drehzahl [39].

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.64)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (4.65)$$

Die beiden Parameter $\Delta p_{\text{SpwP } 0}(f_{\text{el}})$ und $K_{\text{SpwP}}(f_{\text{el}})$ können folglich in Abhängigkeit der elektrischen Frequenz bestimmt werden:

$$K_{\text{SpwP}}(f_{\text{el}}) = K_{\text{SpwP}} \frac{f_{\text{el}}}{50 \text{ Hz}} \quad (4.66)$$

$$\Delta p_{\text{SpwP } 0}(f_{\text{el}}) = \Delta p_{\text{SpwP } 0} \left(\frac{f_{\text{el}}}{50 \text{ Hz}} \right)^2 \quad (4.67)$$

Abbildung 4.10 zeigt die damit berechneten Pumpenkennlinien für verschiedene Drehzahlen. Nach Herstellerangaben [40] ist die Drehzahl der Pumpe auf einen Bereich von $1300..3360 \text{ min}^{-1}$ begrenzt. Zusätzlich ist die Anlagenkennlinie bei vollständig geöffnetem Regelventil eingezeichnet.

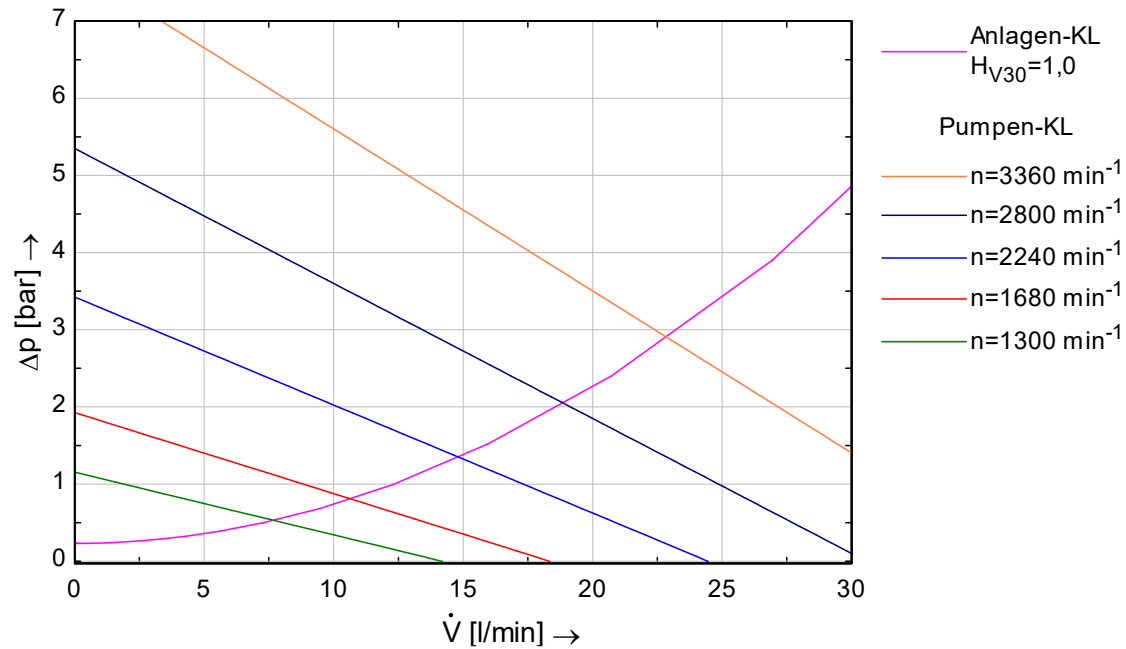


Abbildung 4.10: Pumpen- und Anlagenkennlinien für variable Drehzahlen

4.6.2 Sonderfälle des Pumpenbetriebs

Wie in Abschnitt 4.6.1 bereits erwähnt, kann im Betrieb der Anlage der Fall auftreten, dass auf der Saugseite der Speisewasserpumpe ein höherer Druck als der auf der Druckseite herrscht. Verursacht wird dies durch eine träge Reaktion des Expansionstanks auf transiente Druckänderungen. In Abschnitt 0 wird dieser Effekt genauer erläutert. Aus demselben Grund kann auch in bestimmten Betriebsfällen die Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite der Pumpe höher sein, als die maximale Druckdifferenz $\Delta p_{\text{SpWP } 0}$, die die Pumpe überwinden kann. Das Verhalten der Speisewasserpumpe muss deshalb auch für die Fälle $\Delta p_{\text{SpWP}} < 0$ und $\Delta p_{\text{SpWP}} > \Delta p_{\text{SpWP } 0}$ im Modell abgebildet und die vom Hersteller angegebene Pumpenkennlinie auf diesen Bereich erweitert werden.

In [39] wird das Verhalten von Kreiselpumpen in acht verschiedene Betriebsbereiche unterteilt. Die Einteilung ist in Abbildung 4.11 dargestellt und erfolgt nach der Strömungsrichtung (Q), der Drehrichtung (rpm), dem Vorzeichen der Druckdifferenz (H) und des Drehmoments (T). Die für die vorliegende Anlage möglichen Betriebsfälle sind A, B, G und H. Der Fall A bezeichnet den normalen Pumpenbetrieb. Im Fall B erhöht sich der Gegendruck über den Wert $\Delta p_{\text{SpWP } 0}$ und das Fluid strömt durch die Pumpe zurück ($Q < 0$), obwohl sie in positiver Drehrichtung angetrieben wird. Die Pumpe wirkt als Bremse für das zurückströmende Fluid. Im Fall G steigt der Druck auf der Druckseite soweit über den der Saugseite, dass die zwischen beiden Seiten anliegende Energiedifferenz ausreicht, um die Pumpe als Turbine (bei abnormaler Turbinendrehrichtung) zu betreiben. Im Fall H, zwischen dem Bereich, in dem die Pumpe Leistung abgeben kann und dem normalen Pumpenbetrieb, werden die anliegende Energiedifferenz sowie die Antriebsleistung der Pumpe in Wärme umgewandelt.

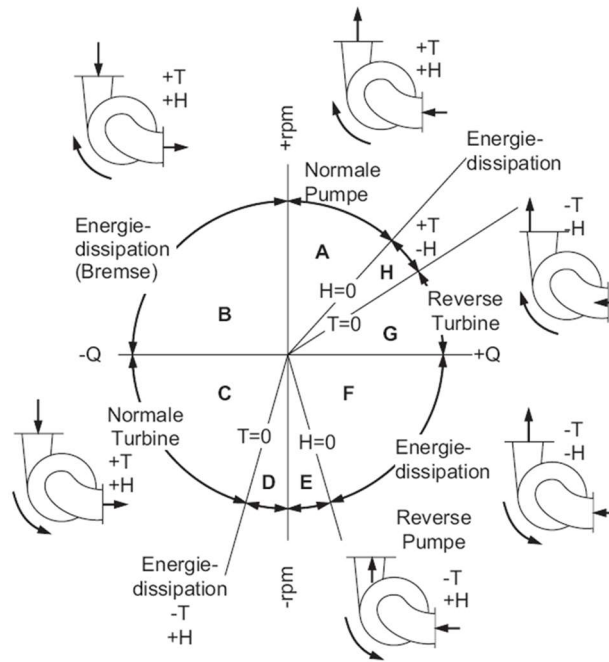


Abbildung 4.11: Betriebsbereiche einer Kreiselpumpe [39]

Das Verhalten von Pumpen in den Bereichen außerhalb des normalen Pumpenbetriebs wird in einem sogenannten allgemeinen Kennfeld beschrieben. Da ein solches Kennfeld für die verwendete Speisewasserpumpe nicht vorliegt, wird für $\Delta p_{\text{Spwp}} > \Delta p_{\text{Spwp0}}$ das Verhalten einer ähnlichen Kreiselpumpe aus [39] angenommen. Demnach steigt der zurückfließende Volumenstrom linear mit zunehmender Druckdifferenz über der Pumpe. Bei negativer Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite der Pumpe steigt der Volumenstrom nicht weiter an. Nachfragen beim Hersteller [40] ergaben, dass der Volumenstrom durch die Bauform der Pumpe auf einen maximalen Wert von ca. 37 l/min begrenzt ist. Anhand dieser Informationen wird die Kennlinie der Speisewasserpumpe im Modell wie in Abbildung 4.12 angegeben angenommen.

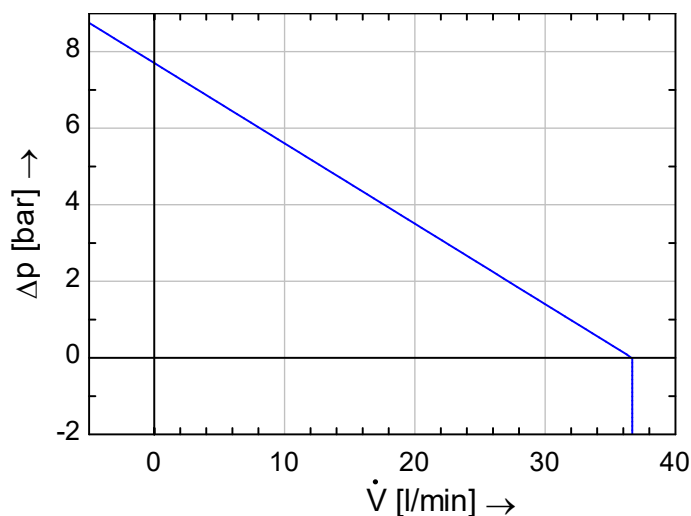


Abbildung 4.12: Im Modell angenommene Pumpenkennlinie für den erweiterten Betriebsbereich

4.6.3 Bypassbetrieb

Eine weitere Möglichkeit, den Volumenstrom \dot{V}_{Spw} zu reduzieren, ist, einen Teil \dot{V}_{Byp} des gesamten Förderstromes \dot{V}_{SpwP} , über eine Bypassleitung zu zirkulieren.

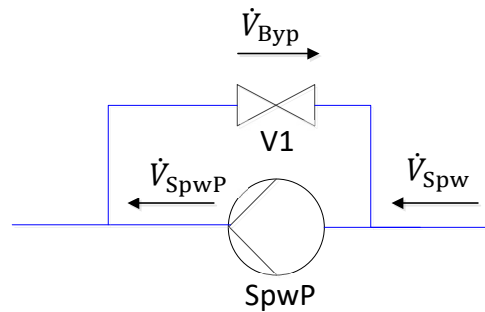


Abbildung 4.13: Bypassschaltung

Aus Sicht der Pumpe ergibt sich dadurch eine flachere Rohrnetzkenlinie mit geringeren Druckverlusten bei gleichem Volumenstrom. Aus der Skizze in Abbildung 4.14 ist ersichtlich, wie sich der gesamte Förderstrom \dot{V}_{SpwP} auf den Bypass \dot{V}_{Byp} und den tatsächlichen Förderstrom \dot{V}_{Spw} aufteilt.

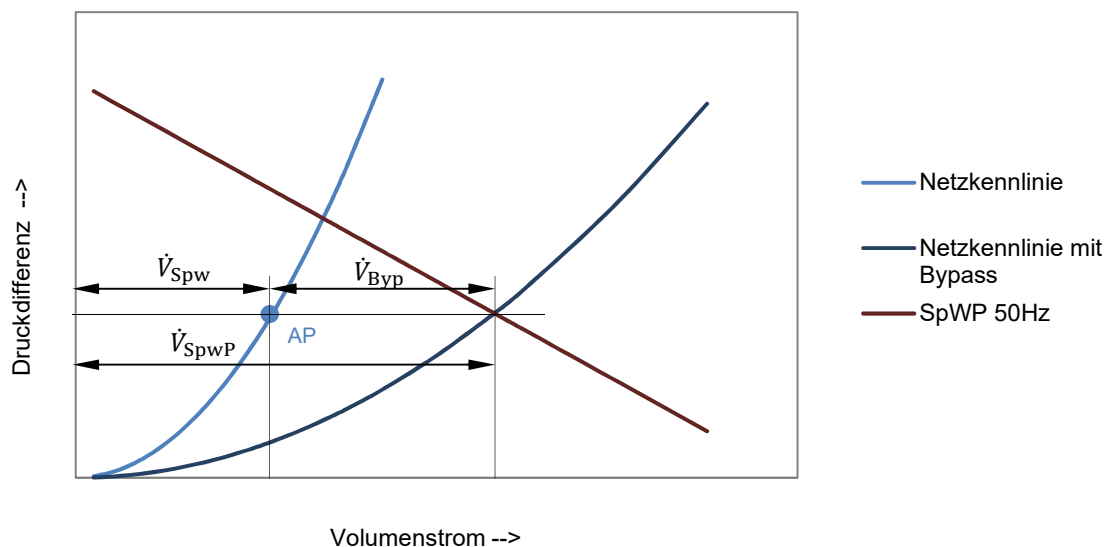


Abbildung 4.14: Rohrnetz- und Pumpenkennlinie des Speisewasserkreises

Mit den in Abbildung 4.13 definierten Strömungsrichtungen kann die Massenbilanz aufgestellt werden zu

$$\dot{V}_{SpwP} = \dot{V}_{Spw} + \dot{V}_{Byp} \quad (4.68)$$

In welchem Verhältnis sich die Volumenströme auf den Speisewasserkreis und den Bypass aufteilen, wird durch die Ventilstellung von V1 bestimmt. V1 ist manuell bedienbar, Informationen zu Kvs-Wert und Stellverhältnis liegen nicht vor. Es wird deshalb der gleiche Kvs-Wert von 4 m³/h wie für das Regelventil V30 angenommen. Das Stellverhältnis wird jedoch deutlich größer mit 1000:1 angenommen, da es sich nicht um ein Regelventil handelt und deshalb nahezu vollständig geschlossen werden kann. Für die Druckverlustkonstante $R_{p \text{ Byp}}$ ergibt sich damit ein Bereich von $810 \frac{\text{bar s}^2}{\text{kg m}^3}$ bis $24,3 \times 10^6 \frac{\text{bar s}^2}{\text{kg m}^3}$. Der Volumenstrom durch die Bypassleitung ergibt sich analog zu Gleichung (4.50) aus

$$\Delta p_{\text{SpwP}} = \arg(\dot{V}_{\text{Byp}}) R_{p \text{ Byp}} \rho_{\text{Spw}} \dot{V}_{\text{Byp}}^2. \quad (4.69)$$

Da in manchen Betriebsfällen der Speisewasserpumpe eine negative Druckdifferenz aufgeprägt sein kann und dann der Volumenstrom durch den Bypass in entgegengesetzter Richtung fließt, muss auch hier das Vorzeichen des Volumenstroms getrennt berücksichtigt werden.

In Abbildung 4.14 ist erkennbar, dass die Speisewasserpumpe durch die Bypassschaltung deutlich mehr Volumenstrom fördert, als für den gewünschten Arbeitspunkt nötig wäre. Die von der Pumpe aufgenommene Leistung beträgt

$$P_{\text{SpwP}} = \frac{\rho_K \dot{V}_{\text{SpwP}} \Delta p_{\text{SpwP}}}{\eta_{\text{SpwP}}}. \quad (4.70)$$

mit dem Wirkungsgrad η_{SpwP} der Pumpe [39]. Damit wird beim Einsatz der Bypassschaltung vor allem bei kleinen Volumenströmen ein großer Teil der aufgebrauchten Pumpenleistung nicht genutzt. Durch Zusammenfassung der Gleichungen (4.64) und (4.65) sowie (4.70) ergibt sich eine Proportionalität der Pumpenleistung zur dritten Potenz der Drehzahl:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\Delta p_1 \dot{V}_1}{\Delta p_2 \dot{V}_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (4.71)$$

Für einen hohen Gesamtwirkungsgrad der Anlage sollte deshalb eine möglichst geringe Drehzahl anstatt der Bypassschaltung gewählt werden.

4.7 Expansionstank

Der Expansionstank mit einem Gesamtvolumen von 1500 Litern hat die Aufgabe, das bei der Verdampfung aus dem Solarfeld verdrängte Wasser aufzunehmen und bei Abkühlung des Systems diesem wieder zuzuführen. Im Expansionstank befindet sich ein Stickstoffkissen, welches sich druckabhängig ausdehnt und das Wasser aus dem Tank verdrängt. Im kalten Zustand der Anlage wird es mit so viel Stickstoff befüllt, dass der Ruhedruck $1,5 \text{ bar}_{\text{abs}}$ beträgt. Der Stickstoff verhält sich gemäß der idealen Gasgleichung [41]. Da während des Betriebs kein Stickstoff zugeführt oder entnommen wird, gilt bei konstanter Temperatur

$$p_{\text{Exp}} \cdot V_{\text{N}_2} = m_{\text{N}_2} \cdot R \cdot T_{\text{Exp}} = \text{const} \quad (4.72)$$

mit dem Stickstoffvolumen V_{N_2} , der Masse des Stickstoffes m_{N_2} , der universellen Gaskonstanten R und den absoluten Stoffwerten Druck p_{Exp} und Temperatur T_{Exp} im Expansionstank.

Das Stickstoffvolumen V_{N_2} erhöht sich somit im selben Verhältnis wie der sinkende Druck p_{Exp} .

$$\frac{V_{\text{N}_2}(t)}{V_{\text{N}_2 0}} = \frac{p_{\text{Exp } 0}}{p_{\text{Exp}}(t)} \quad (4.73)$$

Die Anfangswerte bei der Befüllung mit Stickstoff betragen im Modell $p_{\text{Exp } 0} = 1,5 \text{ bar}_{\text{abs}}$ und $V_{\text{N}_2 0} = 1400 \text{ l}$. Das Wasservolumen V_{Exp} im Tank beträgt

$$V_{\text{Exp}}(t) = V_{\text{Exp ges}} - V_{\text{N}_2}(t) = V_{\text{Exp ges}} - \frac{p_0 V_{\text{N}_2 0}}{p(t)} \quad (4.74)$$

mit dem Gesamtvolumen $V_{\text{Exp ges}}$ des Expansionstanks. Die Höhe des aus einer Druckänderung resultierenden Ausgleichsstromes berechnet sich aus der ersten Zeitableitung des Volumenstroms

$$\dot{m}_{\text{Exp}}(t) = \rho_{\text{W}} \cdot \frac{d}{dt} V_{\text{Exp}}(p_{\text{Exp}}(t)) = \rho_{\text{W}} \cdot \frac{dV_{\text{Exp}}(p_{\text{Exp}})}{dp_{\text{Exp}}(t)} \cdot \frac{dp_{\text{Exp}}(t)}{dt} \quad (4.75)$$

Die Dichte des unterkühlten Kondensates ρ_{W} wird für alle Komponenten zwischen dem Ausgang des zweiten Wärmeübertragers und dem Speisewasserzufluss in die Dampftrommel als konstant mit $\rho_{\text{W}} = \rho(80^\circ\text{C}, 7 \text{ bar}_{\text{abs}})$ angenommen. Aus Gleichung (4.75) ergibt sich

$$\dot{m}_{\text{Exp}}(t) = \rho_{\text{W}} \cdot \frac{p_0 V_{\text{N}_2 0}}{p^2(t)} \cdot \dot{p}_{\text{Exp}}(t) \quad (4.76)$$

Der Zusammenhang zwischen Druckänderung und Ausgleichsstrom ist somit nicht linear, sondern abhängig vom Betriebspunkt. Je niedriger der Druck, desto größer ist der durch eine Druckänderung bewirkte Ausgleichsstrom. Abbildung 4.15 zeigt die Volumina von Stickstoff und Wasser im Expansionstank bei einer konstanten Temperatur von 80°C und verschiedenen Drücken sowie die Volumenänderung des Stickstoffkissens bei 1 bar Druckabfall.

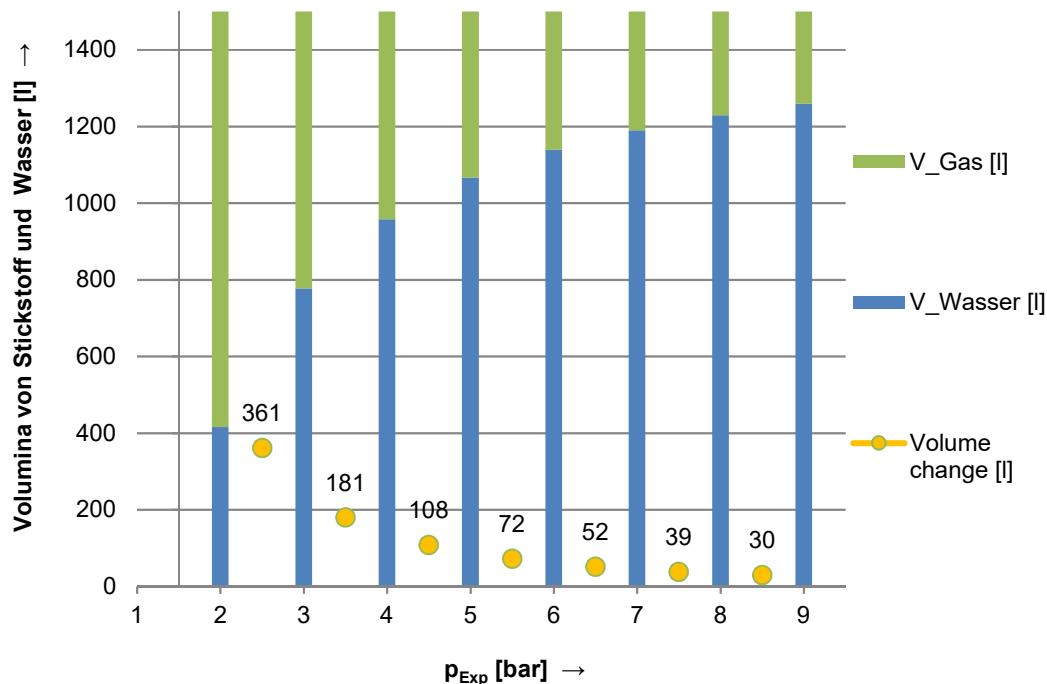


Abbildung 4.15: Volumenänderungen im Expansionstank

Ein Druckabfall von 8 bar auf 7 bar hätte beispielsweise ein Ausgleichsvolumen von 39 Litern zur Folge. Der maximale Förderstrom der Speisewasserpumpe beträgt ca. 37 l/min. Es würde also etwa eine Minute dauern, bis der Ausgleichsstrom durch die Pumpe abgebaut ist. In dieser Zeit kann kein Kondensat abfließen und es kommt zu einer Anstauung im Wärmeübertrager.

Da der Durchfluss der Speisewasserpumpe nach oben begrenzt ist, kann sich bei einem plötzlichen Einstrahlungseinbruch das Stickstoffkissen im Expansionstank nicht so schnell ausdehnen, wie der Druck im System sinkt. Hierdurch sinkt der Druck im Expansionstank langsamer als im mit Dampf beaufschlagten Teil der Anlage. So kann der Fall auftreten, dass der Druck an der Wasseroberfläche der Wärmeübertrager unter den Druck im Expansionstank absinkt. Ist die Druckdifferenz groß genug, fließt Wasser vom Expansionstank in die Wärmeübertrager hinein, entgegen der definierten Strömungsrichtung von \dot{m}_{ab} . Auch die Druckdifferenz über der Speisewasserpumpe wird dadurch beeinflusst. Sinkt der Druck in der Dampftrommel unter den Druck im Expansionstank, so drückt dieser Wasser durch die Pumpe hindurch. Ist die Druckdifferenz groß genug, nimmt der Rotor des Asynchronmotors sogar Energie auf und speist diese ins Netz zurück.

4.8 Detailliertes Gesamtmodell der Regelstrecke

Das in Abschnitt 0 aufgestellte, allgemeine Modell der Regelstrecke wird nun durch die in diesem Kapitel beschriebenen Zusammenhänge vervollständigt. Die aufgestellten Modellgleichungen beschreiben die Einflüsse auf die bereits zu Beginn genannten Massenströme \dot{m}_K und \dot{m}_{ab} , welche den Füllstand in den Wärmeübertragern bestimmen. Jeder Block im Blockschaltbild des Gesamtmodells, welches in Abbildung 4.16 dargestellt ist, wird durch den gleichnamigen Abschnitt in Kapitel 4 beschrieben.

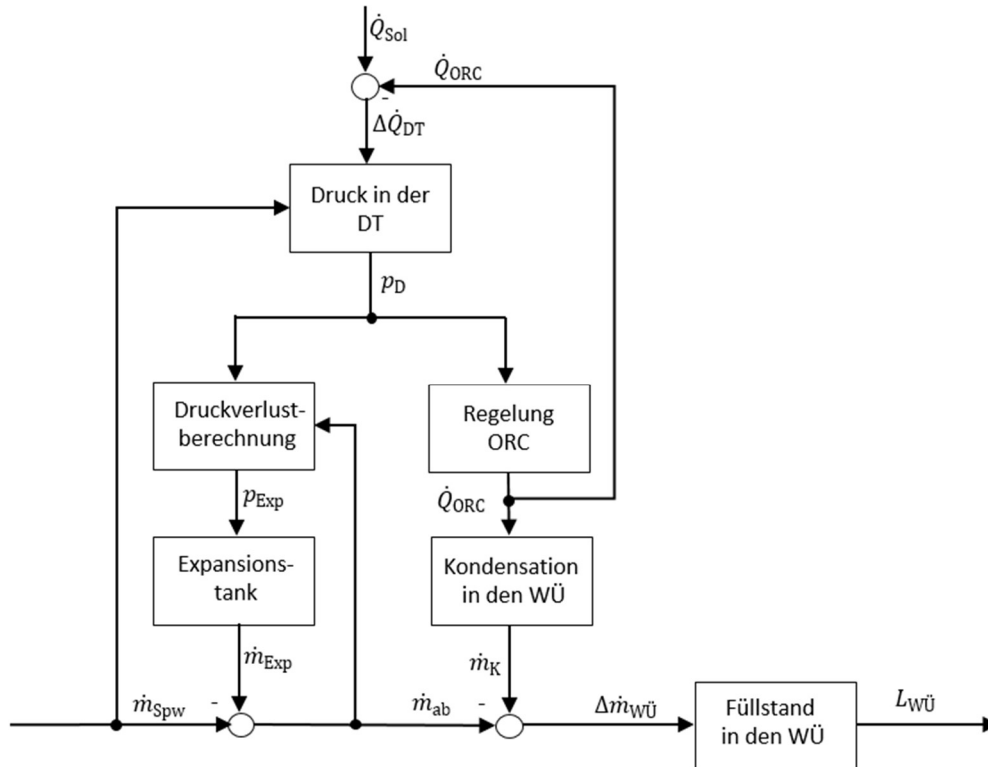


Abbildung 4.16: Blockschaltbild des detaillierten Modells der Regelstrecke

Aus dem Blockschaltbild ist erkennbar, dass die Ausgangsgrößen einiger Modellblöcke sich auf deren Eingangsgrößen rückwirken. So wird beispielsweise der aus den Wärmeübertragern abgeführte Massenstrom \dot{m}_{ab} neben dem Speisewassermassenstrom \dot{m}_{Spw} auch vom Ausgleichsstrom des Expansionstanks \dot{m}_{Exp} bestimmt. Gleichzeitig ist \dot{m}_{ab} selbst aber auch eine Eingangsgröße für die Berechnung des Druckes am Expansionstank. Es liegt also ein nichtlineares Verhalten mit Rückkopplung vor. Die Größen können nicht unabhängig voneinander berechnet werden, sondern stellen sich als Gleichgewicht ein.

Genauso beeinflusst die Regelung des ORC über die Einstellung des abgenommenen Wärmestromes \dot{Q}_{ORC} wiederum die Energie- und Massenbilanz in der Dampftrommel und damit den Dampfdruck p_D , der ihr selbst als Eingangsgröße dient.

Aufgrund der beschriebenen Rückkopplungen und Nichtlinearitäten ist es nicht möglich, durch einen klassischen Reglerentwurf, wie in [22] beschrieben, allein aus dem Modell der Regelstrecke eine optimale Regelung zu entwerfen. Deshalb wurden alle in diesem Kapitel aufgestellten Modellgleichungen in EES implementiert und zu einem Modell mit mehreren Subprogrammen zusammengefügt. Das implementierte Modell ermöglicht es, unter den genannten Angaben und Vereinfachungen, Auswirkungen von Strahlungsänderungen zu simulieren und insbesondere die Wirkungsweise verschiedener Regelkonzepte zu untersuchen.

5 REGELKONZEPT

5.1 Analyse der Regelstrecke

5.1.1 Identifikation der Stell- und Störgrößen

Abbildung 5.1 zeigt die Grundstruktur des Standardregelkreises nach [22]. Der Regelkreis besteht aus der Regelstrecke und der Regeleinrichtung. Die Ausgangsgröße der Regelstrecke ist die Regelgröße, als Eingangsgrößen besitzt sie die Stell- und die Störgröße. Während die Störgröße nicht beeinflusst werden kann, wird die Stellgröße durch die Regeleinrichtung bestimmt. Diese setzt sich zusammen aus Regler und Stellglied und erhält als Eingangsgröße die Differenz zwischen vorgegebener Führungsgröße und der rückgeführten Regelgröße. Diese Differenz ist die Regelabweichung.

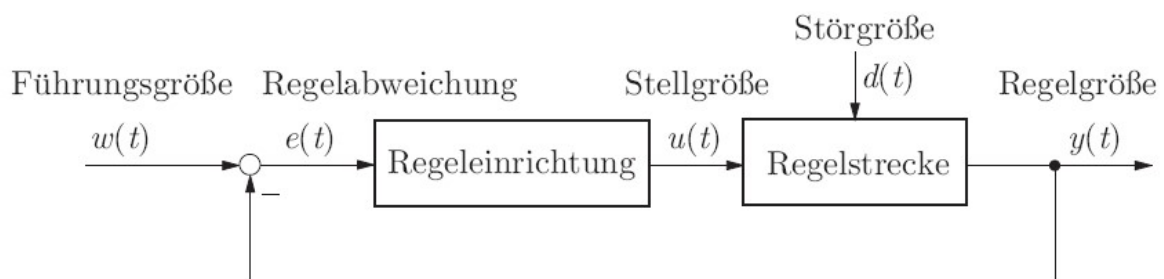


Abbildung 5.1: Grundstruktur des Regelkreises, aus [22]

Im Blockschaltbild in Abbildung 4.16 sind die Ein- und Ausgangsgrößen der Regelstrecke zu erkennen. Regelgröße ist das Level $l_{WÜ}$, mit dem der Füllstand in den Wärmeübertragern bezeichnet wird. Die Eingangsgrößen des Regelstreckenmodells sind der Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SPW} und die solare Leistung \dot{Q}_{Sol} . Der Speisewassermassenstrom wird durch die Ventilstellung von V30, bzw. die Drehzahl der Speisewasserpumpe bestimmt. Er ist somit die Stellgröße und wird durch die Regeleinrichtung vorgegeben. Die nicht beeinflussbare Störgröße des vorliegenden Systems ist die Solarstrahlung, bzw. die daraus generierte solare Wärmeleistung \dot{Q}_{Sol} .

Bei der Änderung der solaren Einstrahlung muss in zwei Fälle unterschieden werden. Zum einen die durch Sonnenauf- und Sonnenuntergang bedingte langsame Einstrahlungsänderung und zum anderen die sprunghafte Änderung der Solarfeldleistung, der durch einen Wolkenzug oder auch das Fokussieren der Kollektoren ausgelöst wird. Für beide Fälle wird im folgenden Abschnitt das Systemverhalten simuliert, um geeignete Regelkonzepte zu finden.

5.1.2 Simulation der Regelstrecke

5.1.2.1 Langsame Strahlungsänderungen

Als langsame Strahlungsänderungen werden im Modell Strahlungsverläufe bezeichnet, die sich durch die Änderung des Sonnenstandes im Verlauf des Tages ergeben. Die Änderungsgeschwindigkeit beträgt maximal $200 \text{ W/m}^2/\text{h}$. Der angenommene Tagesverlauf ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Als Referenz dient ein am 10. Juni 2016 in Amman gemessener Strahlungsverlauf.

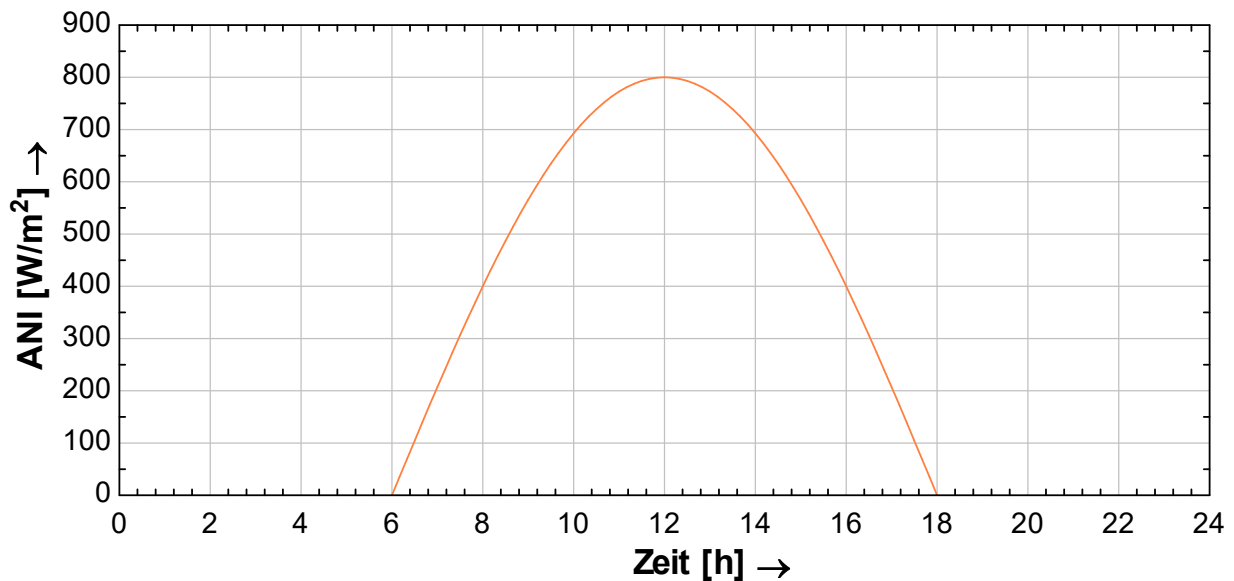


Abbildung 5.2: Im Modell angenommener Tagesverlauf der solaren Direktstrahlung

Um die Auswirkung von langsamen Strahlungsänderungen zu untersuchen, wird, ausgehend von einem stationären Gleichgewichtszustand des Systems, der Strahlungsverlauf von 12 bis 15 Uhr als Eingangsgröße vorgegeben. Der zuvor bestimmte Gleichgewichtszustand herrscht bei den folgenden Werten:

Tabelle 2: Startwerte der Simulationsparameter für den Gleichgewichtszustand bei 800 W/m^2

$ANI = 800 \text{ W/m}^2$	$\dot{Q}_{\text{ORC}} = 429 \text{ kW}$	$p_D = 9,5 \text{ bar}_{\text{abs}}$
$\dot{m}_D = 0,176 \text{ kg/s}$	$H_{V30} = 0,41$	$\vartheta_{DT} = 178^\circ\text{C}$
$x_{\text{SF}} = 0,328$	$n_{\text{SpwP}} = 2240 \text{ min}^{-1}$	$l_{WÜ0} = 0,25 \text{ m}$

Abbildung 5.3 zeigt die aus dem vorgegebenen Strahlungsverlauf resultierenden Verläufe ausgewählter Wärmeströme, Drücke, Volumenströme und zuletzt den Verlauf des Füllstandes in den Wärmeübertragern. Die Indizes entsprechen der in Abbildung 4.1 verwendeten Kennzeichnung.

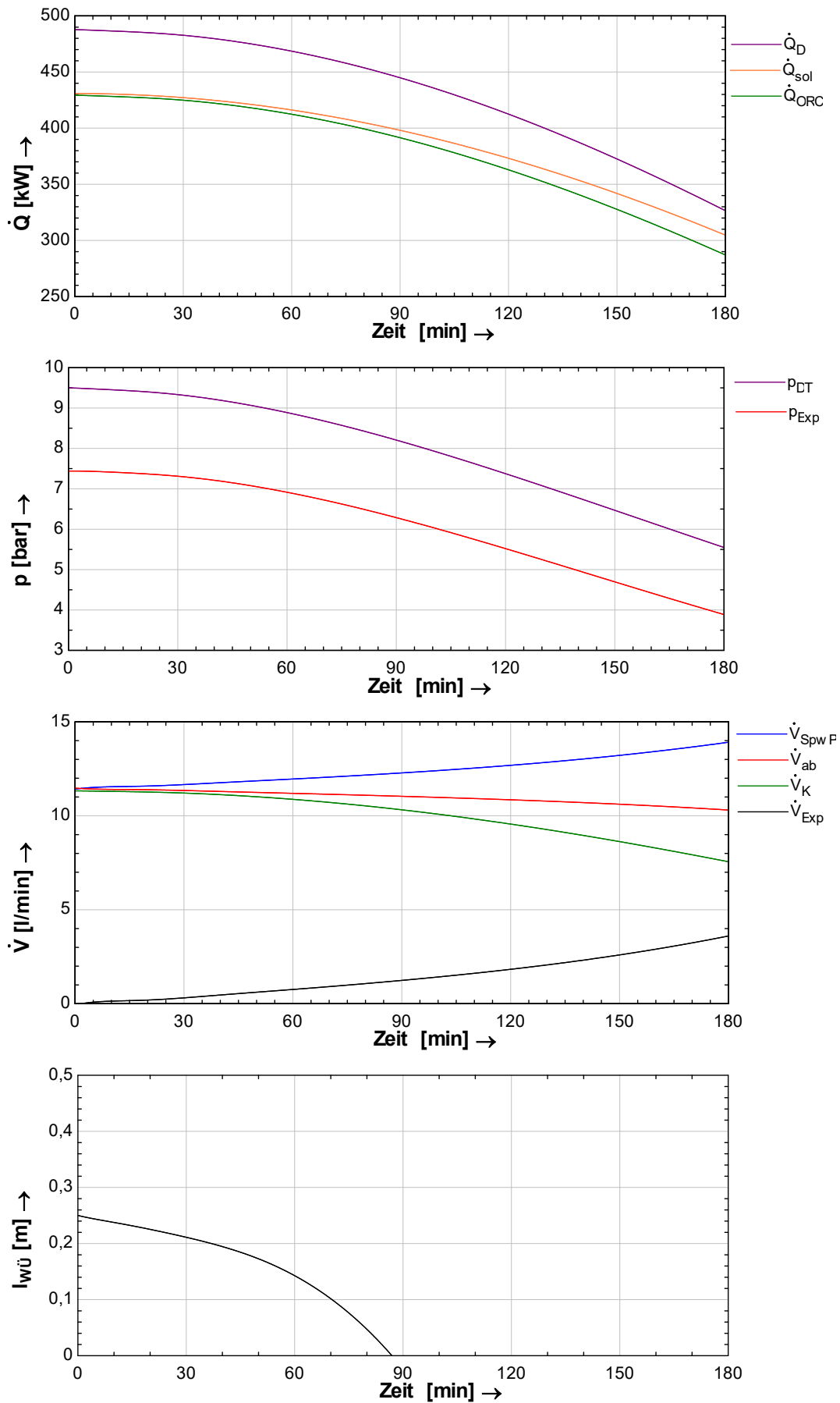


Abbildung 5.3: Zeitlicher Verlauf der Wärmeströme, der Drücke, der Volumenströme und des Füllstands in den Wärmeübertragern bei langsam sinkender Einstrahlung zwischen 12 und 15 Uhr

Im ersten Diagramm von Abbildung 5.3 ist erkennbar, wie die Solarleistung \dot{Q}_{Sol} mit zunehmender Geschwindigkeit sinkt – proportional zur solaren Direktstrahlung. Weiterhin ist zu erkennen, wie sich die vom ORC abgenommene Leistung \dot{Q}_{ORC} dem Leistungsangebot des Solarfeldes anpasst. Dies geschieht durch den für den Proportionalregler des ORC angenommenen Regelmechanismus, welcher die abgenommene Leistung abhängig von der Dampftemperatur einstellt. Die Temperatur, bzw. der Druck in der Dampftrommel p_{DT} sinkt, wie im zweiten Diagramm von Abbildung 5.3 zu sehen, ebenfalls mit abnehmender Einstrahlung. Auch der Druck am Expansionstank p_{Exp} sinkt, die Druckdifferenz zwischen Dampftrommel und Expansionstank reduziert sich jedoch von 2,06 bar zu Beginn auf 1,66 bar am Ende um knapp 20 %. Dies bedeutet, dass sich der Expansionstank nur verzögert dem sinkenden Druck anpasst. Je geringer die Druckdifferenz zwischen Dampftrommel und Expansionstank, desto geringer ist auch die Druckdifferenz, die die Speisewasserpumpe überwinden muss. Entsprechend der Pumpenkennlinie erhöht sich damit der geförderte Volumenstrom \dot{V}_{SpWP} und der durch die Druckabsenkung bedingte Ausgleichsstrom vom Expansionstank \dot{V}_{Exp} kann abtransportiert werden. Der abgeführte Volumenstrom \dot{V}_{ab} wird dadurch etwas geringer, da sich die gesunkene Druckdifferenz auch auf diesen auswirkt. Stärker als \dot{V}_{ab} sinkt jedoch \dot{V}_{K} , der Volumenstrom des anfallenden Kondensats. Der Kondensatmassenstrom ist, wie in Abschnitt 4.3.1 beschrieben, proportional zum abgeführten Wärmestrom \dot{Q}_{ORC} . Aus der zunehmend größer werdenden Differenz zwischen Kondensat und abgeführtem Volumenstrom resultiert schlussendlich ein immer schneller sinkender Füllstand in den Wärmeübertragern. Nach etwa 85 Minuten ist dieser unter den zulässigen Bereich abgefallen und die Speisewasserpumpe müsste ausgeschaltet werden, um sie vor Kavitation zu schützen.

Die Simulation dieses langsamen Strahlungsrückganges am Nachmittag zeigt deutlich die Notwendigkeit einer Füllstandsregelung für die Wärmeübertrager selbst bei idealen Strahlungsverhältnissen.

5.1.2.2 Plötzlicher Strahlungseinbruch ohne Bypass

Sinkt während des Betriebs der Anlage die solare Direktstrahlung, beispielsweise durch einen Wolkendurchzug, sprungförmig auf Null, so bricht die Verdampfung im Solarfeld zusammen. Zunächst hält die in den Absorberrohren gespeicherte Wärme den Verdampfungsvorgang noch aufrecht, durch Wärmeverluste kondensiert der Dampf jedoch schnell. Das durch \dot{m}_{Rez} dem Solarfeld zugeführte Wasser sammelt sich in den Absorberrohren an und es fließt kaum noch Wasser oder Dampf vom Solarfeld in die Dampftrommel. Im Modell wird die Trägheit des Solarfeldes vernachlässigt und die Auswirkungen eines Strahlungseinbruches folgendermaßen simuliert: Ausgehend vom selben stationären Gleichgewichtszustand wie bei der Simulation der langsam sinkenden Einstrahlung, mit den in Tabelle 2 aufgeführten Startwerten, wird

zum Zeitpunkt 0 der Massenstrom aus dem Solarfeld gleich $\dot{m}_{SF} = 0$ gesetzt. Die Wärmeabnahme des ORC ist weiterhin temperaturabhängig. Die resultierenden Verläufe der Drücke, Volumenströme und des Füllstands in den Wärmeübertragern sind in Abbildung 5.4 dargestellt.

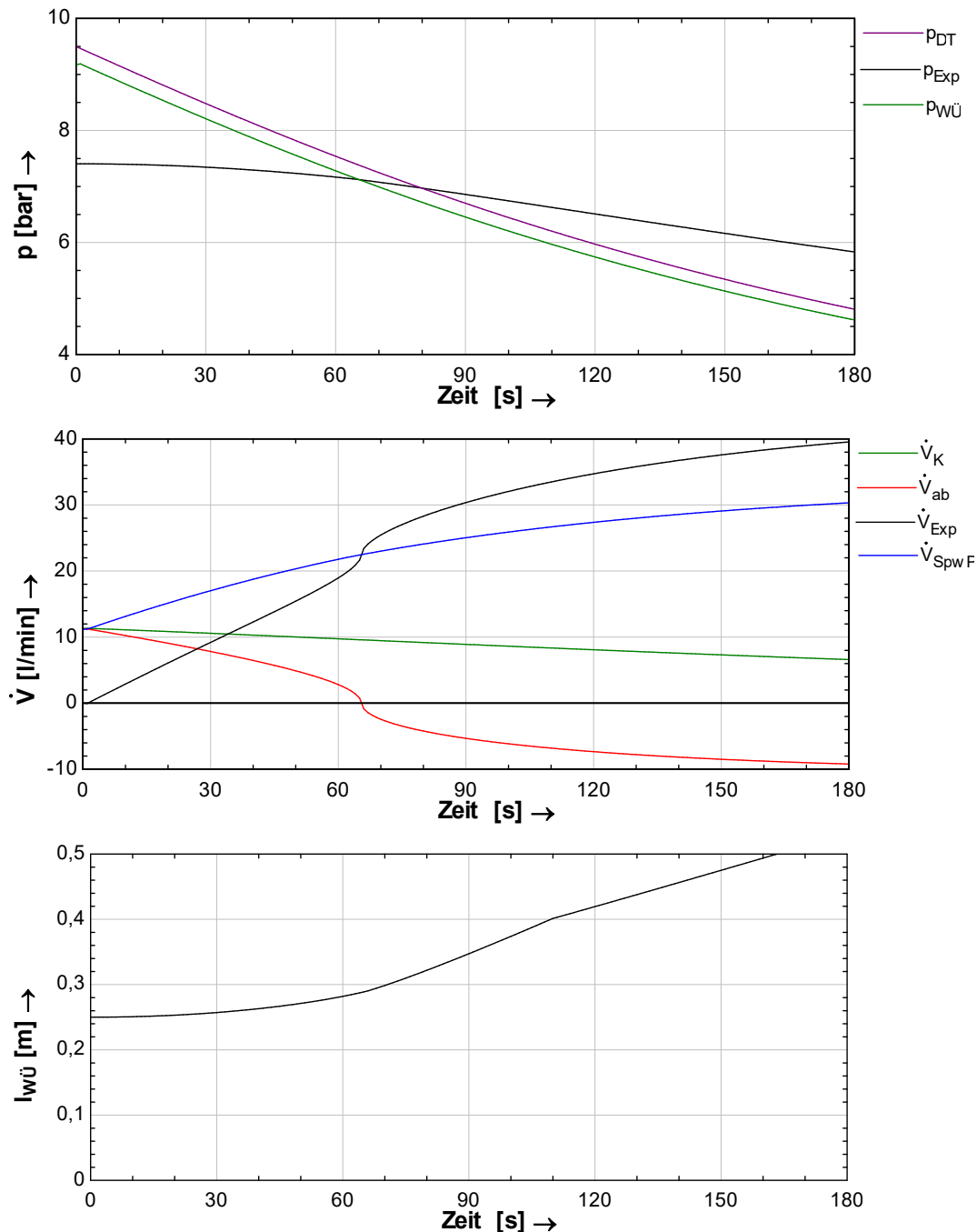


Abbildung 5.4: Zeitverläufe der Drücke, Volumenströme und des Wärmeübertragerfüllstands bei einem plötzlichen Strahlungseinbruch

Wie im ersten Diagramm von Abbildung 5.4 zu sehen, sinkt der Druck in der Dampftrommel p_{DT} in der ersten Minute nach dem Strahlungseinbruch um etwa 2 bar. Nach drei Minuten ist er von 9,5 bar auf 4,8 bar gesunken. Der Druck am Expansionsstank dagegen sinkt langsamer. Dies rührt daher, dass die Speisewasserpumpe den Massenstrom, der vom Expansionsstank

ins System abfließen kann, begrenzt. Durch die sinkende Druckdifferenz über der Speisewasserpumpe steigt \dot{V}_{SpWP} zwar, wie im zweiten Diagramm von Abbildung 5.4 zu erkennen, deutlich an, dennoch ist nach ca. 80 s der Druck in der Dampftrommel unter den des Expansions-tanks gesunken. Bestimmend für den abgeführten Volumenstrom \dot{V}_{ab} ist die Druckdifferenz zwischen der Kondensatoberfläche in den Wärmeübertragern und dem Expansionstank³.

$$|p_{\text{WÜ}} - p_{\text{Exp}}| = (R_{\text{p4}} + R_{\text{p5}} + R_{\text{p6}}) \rho_{\text{W}} \dot{V}_{\text{ab}}^2 \quad (5.1)$$

Im ersten Diagramm von Abbildung 5.4 ist zu sehen, dass nach etwa 65 s $p_{\text{WÜ}}$ unter p_{Exp} gefallen ist und sich dadurch die Strömungsrichtung von \dot{V}_{ab} im zweiten Diagramm umkehrt. Dies hat zur Folge, dass aus dem Expansionstank zusätzlich Wasser in Richtung der Wärmeübertrager strömt und sich dort sammelt. Im dritten Diagramm von Abbildung 5.4 ist der Verlauf des Wärmeübertrager-Füllstandes dargestellt. In der ersten Minute steigt dieser verhältnismäßig langsam an, da zwar der abgeführte Massenstrom sinkt, gleichzeitig aber auch der Kondensatmassenstrom zurückgeht. Ab dem Zeitpunkt der Strömungsumkehr von \dot{V}_{ab} nimmt der Füllstand aber deutlich schneller zu und erreicht nach etwa 162 s das obere Ende des Messbereichs. Etwa nach 110 s hat der Füllstand die Unterkante des oberen Wärmeübertragers erreicht. Oberhalb davon, in dem in Abschnitt 0 mit „b“ benannten Bereich, ist der wirksame Querschnitt größer, wodurch der Füllstand etwas langsamer ansteigt.

Vergleicht man nun die Folgen des langsamen und des plötzlichen Strahlungsrückganges, stellt man fest, dass die Auswirkungen auf den Füllstand der Wärmeübertrager gegensätzlich sind. Bei langsam sinkender Einstrahlung sinkt der Füllstand durch das Ungleichgewicht von kondensiertem und abgeführten Massenstrom. Bei einem plötzlichen Strahlungseinbruch dagegen steigt der Füllstand durch die Auswirkungen des Expansionstanks an.

5.1.2.3 Plötzlicher Strahlungseinbruch mit Bypass

Der Anlagenaufbau ermöglicht, wie in Abschnitt 4.6.1 beschrieben, auch den Betrieb der Speisewasserpumpe in Bypassschaltung. Deshalb soll im Folgenden untersucht werden, wie sich die Umkehr der Druckdifferenz zwischen Expansionstank und Dampftrommel bei einem Betrieb mit Bypassschaltung auswirkt.

Für die Einstellung des Volumenstroms im Gleichgewichtszustand gibt es mehrere Kombinationsmöglichkeiten aus Pumpendrehzahl und Ventileinstellungen von Regel- und Bypassventil. Hier sollen zwei Varianten mit den in Tabelle 3 verwendeten Parameter untersucht werden.

³ Die durch den Höhenunterschied von etwa 0,3 m zu überwindende statische Druckdifferenz von 0,03 bar wird im Modell vernachlässigt.

Tabelle 3: Ventil- und Drehzahleinstellungen für Varianten mit und ohne Bypass

Variante	H_{V30}	$R_{p \text{ Byp}} / \frac{\text{bar s}^2}{\text{kg m}^3}$	$n_{\text{SpwP}} / \text{min}^{-1}$
ohne Bypass	0,41	1×10^9	2.440
mit Bypass 1	0,41	230.000	2.800
mit Bypass 2	0,50	60.000	2.800

Bei der ersten Variante hat der Ventilhub von V30 den gleichen Wert wie bei der Simulation ohne Bypass. Die Pumpendrehzahl wird erhöht auf den Auslegungswert von 2.800 min^{-1} und die Druckverlustkonstante des Bypassventils V1 so angepasst, dass der abgeführte Massenstrom dem Kondensatmassenstrom entspricht. Für einen höheren Zirkulationsfluss durch den Bypass wird in Variante 2 das Bypassventil weiter geöffnet. Um den gewünschten Speisewassermassenstrom zu erreichen, muss auch der Ventilhub von V30 erhöht werden. Alle weiteren Anfangswerte bleiben die gleichen wie die für die Simulation ohne Bypass verwendeten und in Tabelle 2 aufgelisteten Werte. Abbildung 5.5 und Abbildung 5.6 zeigen den aus der jeweiligen Einstellung resultierenden Verlauf der Volumenströme. Die Indizes entsprechen der in Abbildung 4.1 verwendeten Kennzeichnung.

Bei beiden Varianten ist erkennbar, dass sich der Bypassstrom \dot{V}_{Byp} ab einem bestimmten Moment umkehrt und dadurch Wasser aus dem Expansionstank an der Pumpe vorbei geleitet wird. Bei Variante 1 steigt \dot{V}_{Exp} dadurch innerhalb von drei Minuten auf ca. 45 l/min an, bei Variante 2 sogar bis auf 52 l/min . Ohne Bypass erreichte der Ausgleichsstrom nur maximal 39 l/min . Der abgeführte Volumenstrom \dot{V}_{ab} verringert sich dadurch jedoch kaum. Bei Variante 1 ist dessen Verlauf nahezu identisch zu dem der Simulation ohne Bypass, bei Variante 2 erfolgt die Strömungsumkehr sogar früher und der Volumenstrom in Richtung der Wärmeübertrager wird größer als ohne Bypass. Begründet ist dies in den unterschiedlichen Verläufen des Druckes am Expansionstank. Diese sind in Abbildung 5.7 für beide Varianten sowie für die Variante ohne Bypass eingezeichnet.

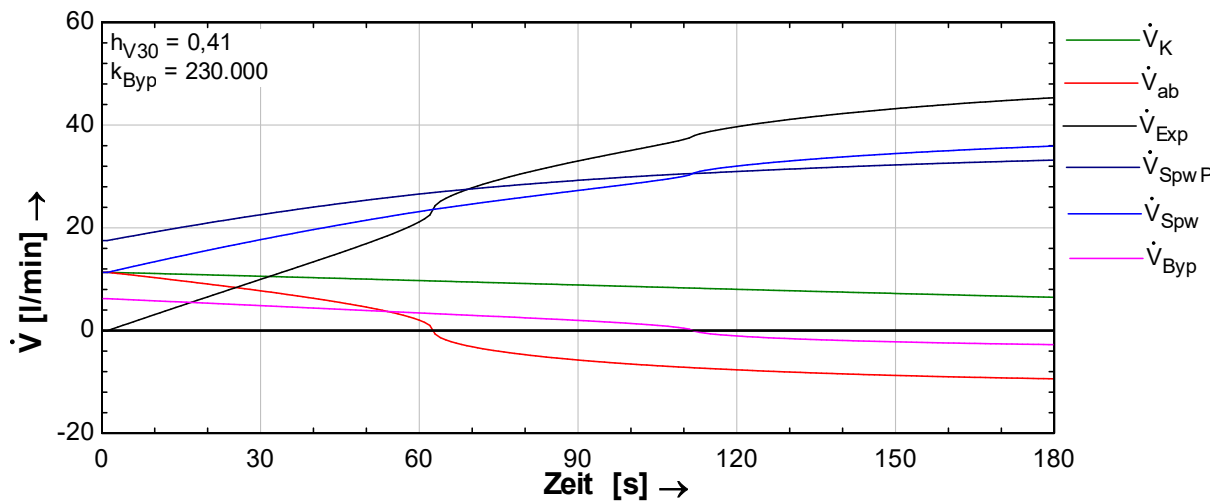


Abbildung 5.5: Verlauf der Volumenströme bei plötzlichem Strahlungseinbruch mit Bypassschaltung, Variante 1

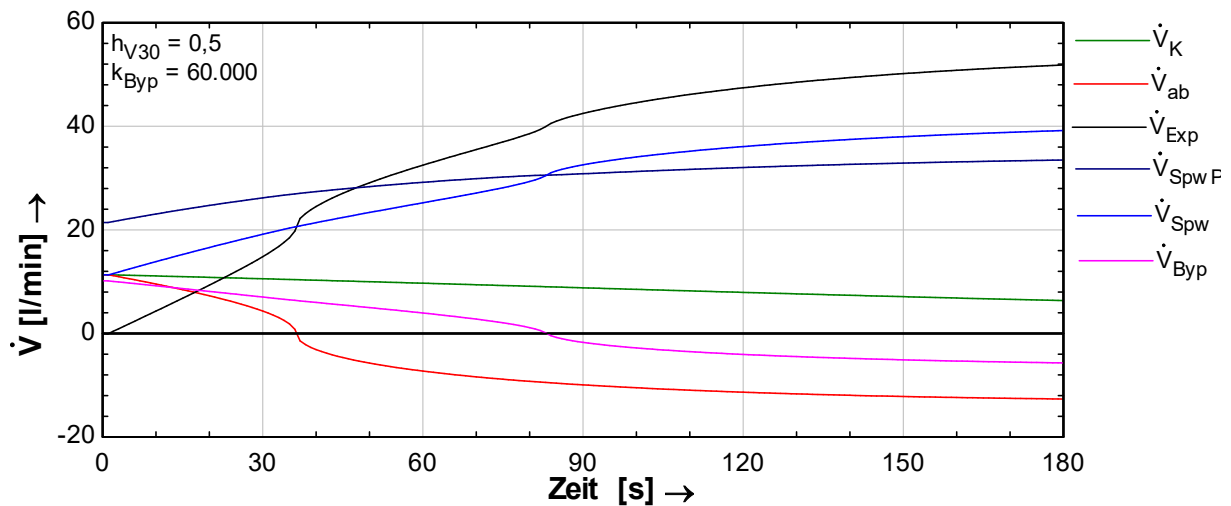


Abbildung 5.6: Verlauf der Volumenströme bei plötzlichem Strahlungseinbruch mit Bypassschaltung, Variante 2

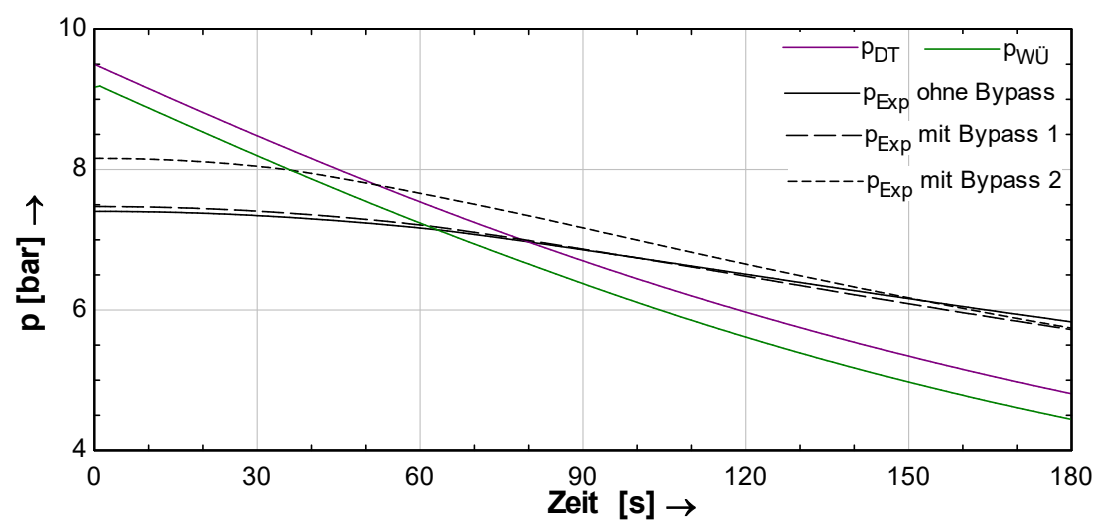


Abbildung 5.7: Vergleich der Druckverläufe bei plötzlichem Strahlungseinbruch am Expansionsstank ohne und mit Bypass in Variante 1 und 2

Der Bypass in Variante 1 lässt den Druck am Expansionstank im Vergleich zur Variante ohne Bypass nur unbedeutend schneller sinken. Da auch die Ventilstellung von V30 die gleiche ist, gibt es kaum einen Unterschied zwischen dem jeweiligen Volumenstrom \dot{V}_{ab} . Durch die größere Ventilöffnung von V30 bei Bypass-Variante 2 ist dagegen die Druckdifferenz zwischen Wärmeübertrager und Expansionstank von Beginn an geringer. Durch den höheren Ausgleichsstrom \dot{V}_{ab} sinkt der Druck am Expansionstank zwar schneller als bei Variante 1, allerdings sinkt $p_{WÜ}$ schon nach knapp 40 s unter p_{Exp} . Hierdurch ändert sich die Strömungsrichtung von \dot{V}_{ab} früher. Durch den höheren Ventilhub von V30 kann dann ein höherer Volumenstrom vom Expansionstank in die Wärmeübertrager fließen. Wie Abbildung 5.8 zeigt, schwächt keine der Bypass-Varianten den Anstieg des Füllstands in den Wärmeübertragern ab. Auf den Einsatz der Bypassschaltung wird im entworfenen Regelkonzept deshalb verzichtet.

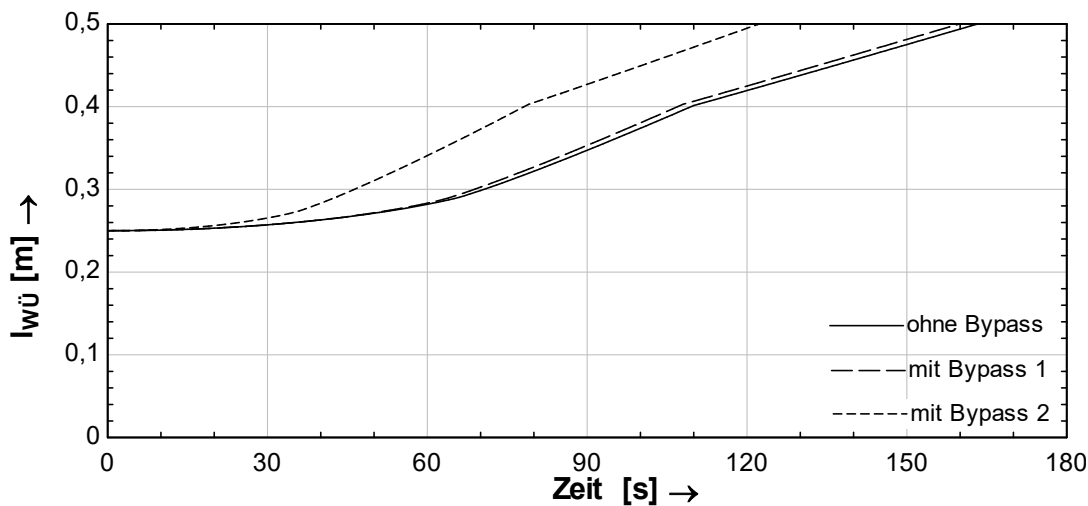


Abbildung 5.8: Vergleich des Füllstand-Verlaufs bei plötzlichem Strahlungseinbruch ohne und mit Bypass in Variante 1 und 2

5.1.3 Verhalten der Stellglieder

Grundsätzlich können die Massenströme im Speisewasserkreis über zwei verschiedene Stellgrößen beeinflusst werden. Zum einen über den Ventilhub des Regelventils V30 und zum anderen über die Drehzahl der Speisewasserpumpe. Der Stellbereich des Regelventils ist begrenzt durch dessen minimalen und maximalen k_v -Wert ($0,13 \dots 4 \text{ m}^3/\text{h}$). Der Drehzahlbereich der Speisewasserpumpe beträgt laut Herstellerangaben $1300 \dots 3360 \text{ min}^{-1}$ [40]. Die damit einstellbaren Volumenströme sind in Abbildung 5.9 in Abhängigkeit des Ventilhubes und in Abbildung 5.10 in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl dargestellt. Im Vergleich der beiden Abbildungen wird das nichtlineare Stellverhalten des Regelventils gegenüber dem linearen Verhalten der Speisewasserpumpe deutlich. Der Stellbereich ist bei beiden etwa gleich groß.

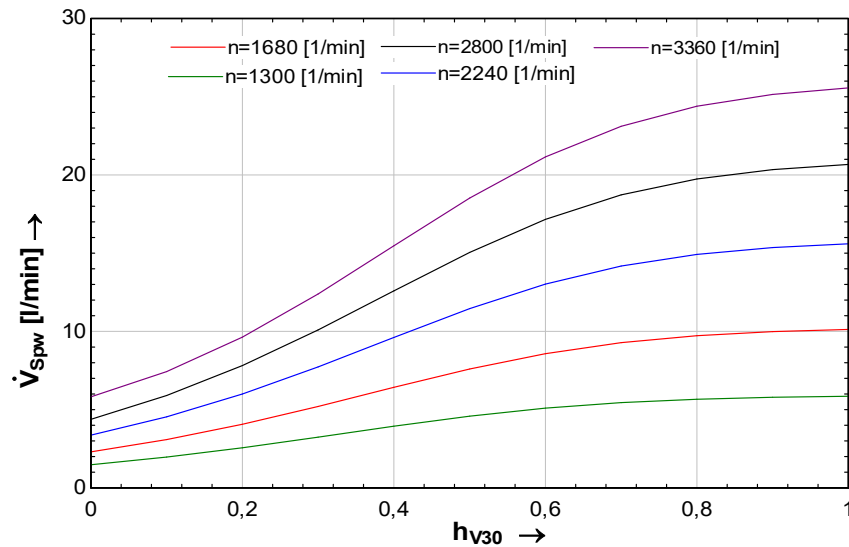


Abbildung 5.9: Mit dem Regelventil V30 einstellbarer Volumenstrom im stationären Zustand für verschiedene Pumpendrehzahlen

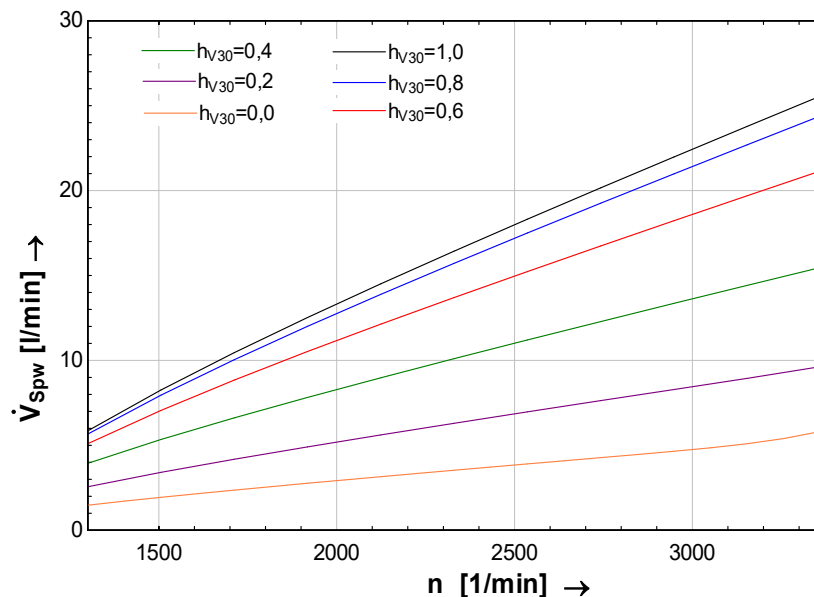


Abbildung 5.10: Mit der Speisewasserpumpe einstellbarer Volumenstrom im stationären Zustand bei verschiedenen Ventileinstellungen

Das zeitliche Verhalten der Stellglieder ist maßgeblich durch deren Stellzeiten bestimmt. Für das Ventil V30 ist vom Hersteller eine Stellgeschwindigkeit von $v_{V30} = 0,38 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ gegeben [36]. Für den maximalen Ventilhub von $H_{V30 \text{ max}} = 20 \text{ mm}$ ergibt das eine Stellzeit von $T_{V30} = H_{V30 \text{ max}}/v_{V30} = 53 \text{ s}$. Die Verzögerung ist abhängig von der auszuführenden Änderung der Ventilstellung. Im Modell ist vereinfachend eine Reaktionszeit von 53 s für alle Änderungen des Ventilhubes angenommen.

Für die Stellzeit der drehzahlgeregelten Pumpe liegt kein Wert vor. Laut Angaben im Datenblatt des Frequenzumrichters kann dieser die Frequenz innerhalb einer Zeit von minimal 0,1 s variieren [42]. Die Stellgeschwindigkeit ist jedoch für Drehzahlensenkungen zusätzlich dadurch begrenzt, wie schnell der Volumenstrom reduziert werden darf, ohne Druckstöße zu verursa-

chen [43]. Bei Drehzahlerhöhungen begrenzt der maximale vom Motorschutzschalter zugelassene Anlaufstrom [38] die Stellgeschwindigkeit. Da beide Größen unbekannt sind, wird im Modell für die Stellzeit der Speisewasserpumpe die gleiche Verzögerung wie für das Regelventil von 53 s angenommen. Tatsächlich kann der Wert aber auch deutlich darüber liegen.

Zur Untersuchung des transienten Verhaltens der Regelstrecke bei Änderungen der Stellgrößen werden für beide Stellglieder jeweils die Sprungantworten simuliert. Aus dem in Abschnitt 5.1.2 bereits verwendeten Gleichgewichtszustand heraus wird entweder der Ventilhub oder die Pumpendrehzahl sprunghaft auf den jeweiligen Maximalwert erhöht. Im stationären Zustand würde dies für beide eine Erhöhung des Volumenstroms um etwa 6 l/min bedeuten. Die transienten Verläufe innerhalb der ersten 30 Minuten nach dem Sprung unterscheiden sich für beide Stellglieder jedoch wesentlich. Die Sprungantwort der Volumenströme bei sprunghafter Ventilöffnung ist in Abbildung 5.11 dargestellt. Der abgeführte Volumenstrom steigt zunächst sprunghaft von etwa 12 l/min auf 30 l/min an, fällt dann wieder langsam ab und nähert sich einem Endwert von ca. 18 l/min an. Der große Sprung des Volumenstroms am Anfang ist bedingt durch den Expansionstank. Denn durch die Öffnung des Ventils steigt der Druck hinter dem Ventil und der Expansionstank nimmt Wasser auf. Der Volumenstrom durch die Speisewasserpumpe steigt verhältnismäßig langsam an. Am Ende des Ausgleichsvorgangs hat dieser wieder den gleichen Wert wie der abgeführte Volumenstrom.

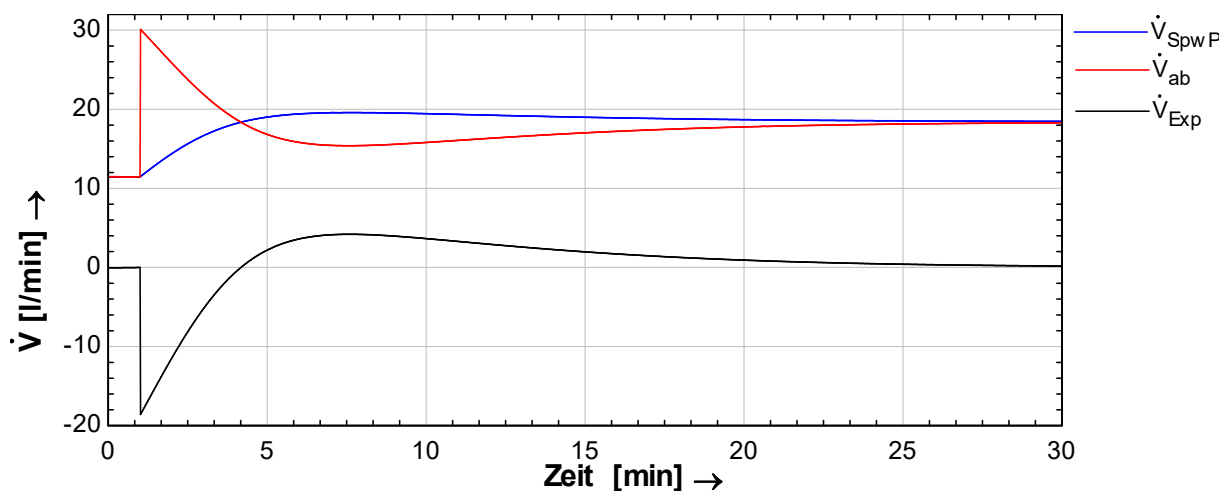


Abbildung 5.11: Sprungantwort der Volumenströme bei sprunghafter Erhöhung des Ventilhubes von V30

Bei einer sprunghaften Erhöhung der Pumpendrehzahl ändert sich dagegen der Speisewasservolumenstrom sofort, der abgeführte Volumenstrom reagiert stark verzögert. Die Sprungantworten sind in Abbildung 5.12 dargestellt.

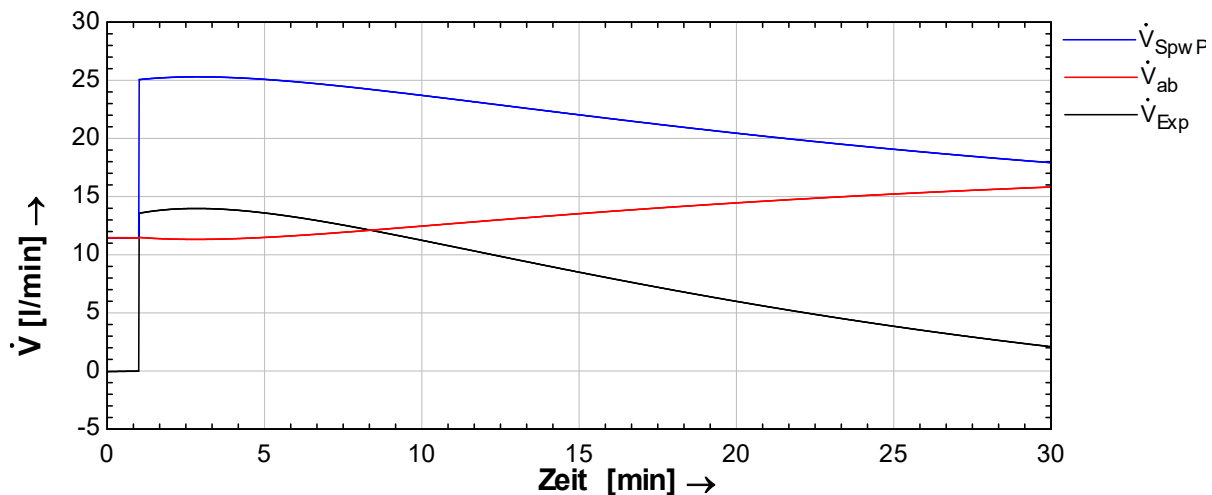


Abbildung 5.12: Sprungantwort der Volumenströme bei sprunghörmiger Erhöhung der Drehzahl der Speisewasserpumpe

Durch die sprunghafte Erhöhung der Pumpendrehzahl sinkt der Druck auf der Saugseite der Pumpe und der Expansionstank gibt Wasser ab. Der zusätzliche Volumenstrom durch die Speisewasserpumpe wird somit zu Beginn ausschließlich durch den Expansionstank gespeist. Der abgeführte Volumenstrom, den zu erhöhen eigentliches Ziel der Drehzahlerhöhung ist, bleibt dadurch in den ersten vier Minuten nahezu unverändert. Erst danach beginnt er, langsam anzusteigen.

Dass sich auch nach 30 Minuten noch kein stationärer Zustand eingestellt hat, ist dadurch bedingt, dass aufgrund des erhöhten Speisewasserstroms die Mischtemperatur in der Dampftrommel sinkt. Hierdurch sinkt auch der Dampfdruck, was einen Ausgleichsstrom des Expansionstanks und damit wiederum einen erhöhten Speisewassermassenstrom hervorruft. In der Realität tritt dieser Effekt jedoch verzögert auf. Wie in Abschnitt 4.4 beschrieben, ist im Modell eine perfekte Durchmischung in der Dampftrommel angenommen. Tatsächlich fließt aber ein Teil des Speisewasserstroms direkt in den Solarfeldkreislauf, ohne sich vollständig mit dem Wasser der Dampftrommel zu mischen. Dadurch liegt die Eintrittstemperatur des Solarfelds unter dem angenommenen Wert, was eine Verschiebung des Verdampfungspunktes in Richtung des Solarfeldausgangs und einen niedrigeren Dampfmassenanteil zur Folge hat. Durch die thermische Trägheit des Solarfelds sowie die Zeit, die das Fluid zum Durchfluss des Solarfelds benötigt, tritt somit die Abkühlung der Dampftrommel und der damit verbundene Druckabfall in der Realität verzögert und dadurch abgeschwächt auf.

Eindeutig ist festzustellen, dass eine Einflussnahme auf den abgeführten Volumenstrom in den ersten vier Minuten nur durch eine Änderung der Ventilstellung möglich ist. Durch die Variation der Pumpendrehzahl kann sich zwar der Expansionstank schneller an Druckänderungen anpassen, Ausgleichsströme werden dadurch schneller abgebaut. Aufgabe der Regelung ist es

aber, durch eine Anpassung von \dot{V}_{ab} möglichst schnell einer Änderung des Füllstandes entgegen zu wirken. Das im folgenden Abschnitt vorgestellte Regelkonzept verwendet deshalb das Regelventil als Stellglied.

5.2 Reglerentwurf

5.2.1 Reglerstruktur

Aus der Simulation der Regelstrecke im Abschnitt 5.1.2 geht hervor, dass sich diese bei unterschiedlichen Betriebsfällen grundsätzlich verschieden verhält. Bei allmählichem Strahlungsrückgang sinkt der Füllstand der Wärmeübertrager, bei einem plötzlichen Abfall der Strahlung steigt er. Für die Erstellung eines Regelkonzeptes, welches alle möglichen Betriebsfälle abdecken soll, stellt dies eine große Herausforderung dar. Zudem soll der Regelalgorithmus so einfach wie möglich gestaltet sein.

Um der Füllstandsänderung bei langsamen Strahlungsänderungen entgegenzuwirken, bietet die Regelung des Ventils V30 in Abhängigkeit des Füllstands die Möglichkeit, den aus den Wärmeübertragern abgeführten Massenstrom dem Kondensatmassenstrom anzupassen. Liegt der Füllstand über dem Sollwert, öffnet sich das Ventil, liegt er unter dem Sollwert, schließt es. Bei einem plötzlichen Strahlungseinbruch, wenn der Dampfdruck unter den des Expansionstanks gesunken ist, würde dies jedoch dazu führen, dass sich das Ventil durch den steigenden Füllstand weiter öffnet. Der in Abschnitt 5.1.2.2 beschriebene, unerwünschte Rückfluss vom Expansionstank in die Wärmeübertrager würde so noch verstärkt.

Eine naheliegende Möglichkeit, die Wassermenge, die aus dem Expansionstank abgeführt werden kann, zu erhöhen, wäre eine Regelung der Speisewasserpumpe in Abhängigkeit des Wärmeübertrager-Füllstands. Die Betrachtung des Stellverhaltens der Speisewasserpumpe in Abschnitt 5.1.3 zeigt jedoch, dass durch eine erhöhte Pumpendrehzahl zwar ein höherer Volumenstrom aus dem Expansionstank abgeführt wird. Den Volumenstrom zwischen Wärmeübertragern und Expansionstank beeinflusst dies in den ersten vier Minuten jedoch kaum. Der Ausgleichsvorgang wäre somit früher abgeschlossen als bei konstanter Pumpendrehzahl, der Füllstand in den Wärmeübertragern würde allerdings mit ähnlicher Geschwindigkeit ansteigen. Eine weitere Möglichkeit, den Rückfluss in die Wärmeübertrager zu verhindern, wäre der Einbau eines Rückschlagventils in der Rohrleitung zwischen ORC und Expansionstank. Da bei der Befüllung der Anlage aber Wasser auch in Richtung der Wärmeübertrager fließen muss, wird diese Möglichkeit ausgeschlossen.

Das hier vorgestellte Konzept unterscheidet deshalb zwei Fälle – den normalen Regelbetrieb (RB) und den Rückflussschutz (RFS). Im normalen Regelbetrieb stellt ein PI-Regler den Ventilhub von V30 in Abhängigkeit des Wärmeübertrager-Füllstands ein. Der Rückflussschutz greift, wenn die Druckdifferenz zwischen Wärmeübertragern und Expansionstank negativ wird. Das Regelventil erhält dann das Signal vollständig zu schließen und so den Rückfluss zu

begrenzen. Für die Bestimmung der Druckdifferenz Δp_{ab} werden die Messwerte der beiden Manometer PT-PT09 und PIT-I20 verarbeitet. PT-PT09 misst den Druck am Ausgang des zweiten Wärmeübertragers, PIT-I20 den Druck auf der Saugseite der Pumpe.

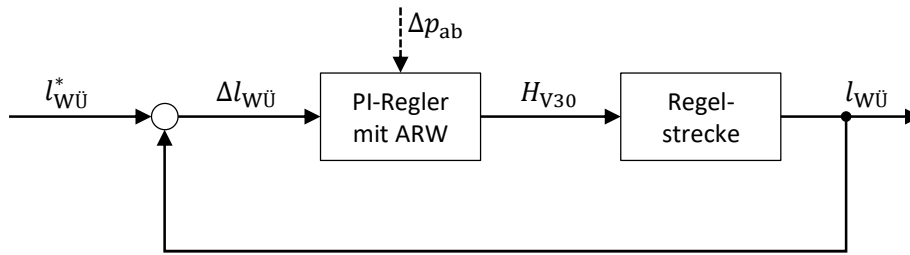


Abbildung 5.13: Regelkreis

Die Auswahl der Reglerstruktur für den normalen Regelbetrieb erfolgt nach allgemeinen Empfehlungen aus [35] und [44]. Für Strecken mit integralem Verhalten wird für ein geeignetes Störverhalten ein Regler mit I-Anteil empfohlen, um bleibende Regelabweichungen zu vermeiden. Von der Implementierung eines D-Anteils wird in [35] abgeraten, da dieser z. B. bei Messrauschen oder auch kurzen, aber schnellen Schwankungen der Regelgröße zu ungewollt hohen Verstärkungen führen kann. Da das Verhalten des Füllstandes bei Dampfschlägen in den Wärmeübertragern nicht bekannt ist und eventuell zu schnellen Schwankungen führen kann, wird auf einen Regler mit D-Anteil trotz des theoretisch schnelleren Regelverhaltens verzichtet. Die Übertragungsfunktion $G_R(s)$ des PI-Reglers im Bildbereich lautet [22]

$$G_R(s) = \frac{H_{V30}(s)}{l_{WÜ}(s)} = K_R \left(1 + \frac{s}{T_N} \right) \quad (5.2)$$

mit der komplexen Laplace-Variable s , der Proportionalverstärkung K_R und der Nachstellzeit T_N . Die Bestimmung der Reglerparameter erfolgt im nächsten Abschnitt. Die Gleichungen (5.3) und (5.4) beschreiben das Regelverhalten im Zeitbereich für den normalen Regelbetrieb sowie den Rückflussschutz.

$\Delta p_{ab} > 0$: RB

$$H_{V30}(t) - H_{V30}^* = K_R \left((l_{WÜ}(t) - l_{WÜ}^*) + \frac{1}{T_N} \int_{t=0}^t (l_{WÜ}(t) - l_{WÜ}^*) dt \right) \quad (5.3)$$

$\Delta p_{ab} \leq 0$: RFS

$$H_{V30}(t) = 0 \quad (5.4)$$

Da der Stellbereich des Regelventils begrenzt ist, muss auch die Reglerausgangsgröße begrenzt werden. Geschieht dies nicht, würde zum Beispiel bei einem anhaltend zu hohem Füllstand der I-Anteil des Reglers den Sollwert des Ventilhubes immer weiter erhöhen. Da der Ventilhub aber auf einen Maximalwert begrenzt ist, würde sich beim Erreichen dieser Grenze zwar der Sollwert weiterhin erhöhen, die Stellgröße jedoch nicht. Sinkt dann der Füllstand wieder, muss die Reglerausgangsgröße erst nach und nach abgebaut werden, bis sie wieder einen Wert innerhalb des Stellbereichs annehmen kann. Durch diesen sogenannten Windup-Effekt

wird die Regeldynamik deutlich verschlechtert. Um dies zu verhindern, ist im Simulationsmodell ein Anti-Windup Mechanismus (ARW) integriert. Bei einem theoretischen Ausgangswert des Reglers außerhalb des Stellbereichs setzt dieser die Eingangsgröße des I-Anteils auf den Sollwert.

5.2.2 Bestimmung der Reglerparameter

Neben theoretischen Entwurfsverfahren, für welche ein detailliertes Streckenmodell benötigt wird, können die Reglerparameter auch experimentell mit Hilfe von heuristischen Einstellregeln bestimmt werden. Das Modell der Regelstrecke in Kapitel 4 ermöglicht zwar eine gute Abschätzung des dynamischen Verhaltens der Strecke, dennoch beruht es auf zahlreichen Annahmen, Vernachlässigungen und geschätzten Parameterwerten. Deshalb wird im Folgenden ein Verfahren zur experimentellen Bestimmung der Parameter von PID-Reglern vorgestellt. Um die entworfene Regelung bereits in der Simulation überprüfen zu können, wird das vorgestellte Verfahren auch auf das Simulationsmodell angewendet und für dieses die Reglerparameter vorläufig bestimmt.

Bei der Anwendung von heuristischen Einstellregeln wird die Regelstrecke durch ein einfacheres Streckenmodell angenähert, dessen Parameter experimentell bestimmt und daraus die Reglerparameter berechnet. Für Strecken mit integralem Anteil bietet das Verfahren nach Chien, Hrones und Reswick [44] Einstellregeln, mit welchen die Reglerparameter entweder für gutes Führungs- oder Störverhalten bestimmt werden können. Die Regelstrecke wird hierfür durch eine Strecke mit IT_1 -Verhalten mit der Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{K_I}{s(Ts + 1)} \quad (5.5)$$

nachgebildet. Durch Messen der Übergangsfunktion der Regelstrecke bei einem Sprung der Stellgröße können dann nach Abbildung 5.14 die Streckenverstärkung K_I sowie die Verzugszeit T_u des angenäherten Streckenmodells bestimmt werden.

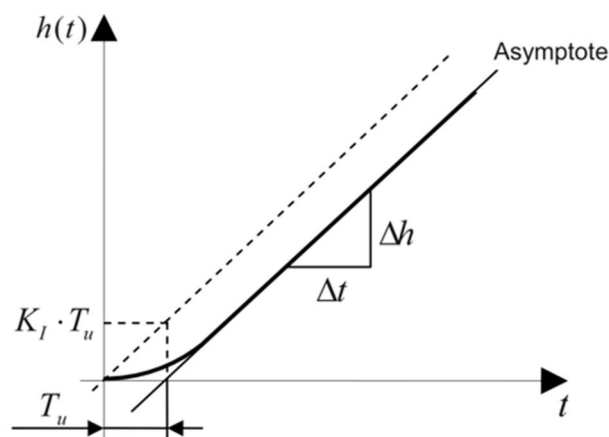


Abbildung 5.14: Übergangsfunktion $h(t)$ einer Strecke ohne Ausgleich [44]

Die Übergangsfunktion $h(t)$ in Abbildung 5.14 gilt für den Einheitssignalbereich. Das heißt, sie beschreibt den Verlauf der Regelgröße nach einem Einheitssprung der Stellgröße. Bei der Berechnung der Streckenverstärkung K_I aus den abgelesenen Werten Δh und Δt muss deshalb zusätzlich die tatsächliche Sprunghöhe der Stellgröße mit einbezogen werden.

$$K_I = \frac{\Delta h}{\Delta t} \frac{\Delta H_{V30 \max}}{\Delta H_{V30}} \quad (5.6)$$

Die von Chien, Hrones und Reswick für gutes Störverhalten angegebene Einstellregel für die Parameter eines PI-Reglers für Strecken ohne Ausgleich und aperiodischen Einschwingvorgang lautet [45]

$$K_R = \frac{0,6}{K_I T_u} \quad T_N = 4 \cdot T_u \quad (5.7)$$

Nach dieser Regel sollen nun anhand des Simulationsmodells die Reglerparameter für die entworfene Regelung bestimmt werden. Ein sprungförmiger Anstieg des Ventilhubes von $H_{V30} = 0,41$ auf $H_{V30} = 1,0$ wurde bereits in Abschnitt 5.1.3 simuliert. Abbildung 5.15 zeigt den daraus folgenden theoretischen Verlauf der Regelgröße.

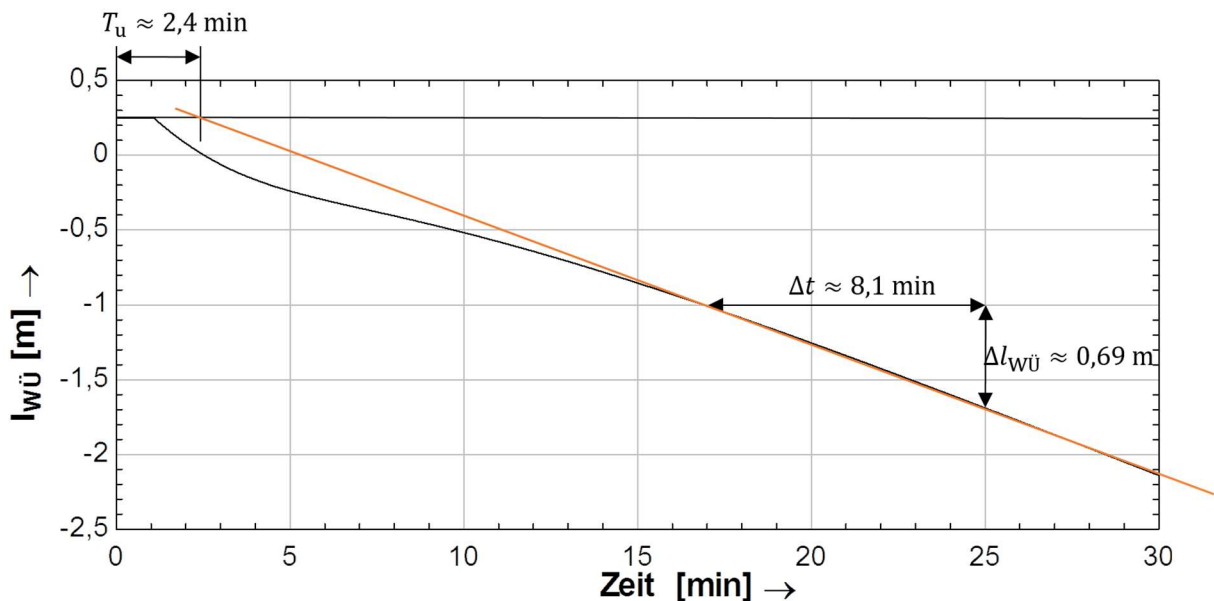


Abbildung 5.15: Übergangsfunktion der Regelstrecke bei einem Sprung des Ventilhubes von 0,4 auf 1,0 (schwarz) und Asymptote (orange)

Die daraus berechnete Streckenverstärkung K_I und die Verzugszeit T_u betragen

$$K_I = \frac{0,69 \text{ m}}{8,1 \text{ min} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} \cdot \frac{1}{(1 - 0,41)} = 2,4 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.8)$$

$$T_u = 2,4 \text{ min} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} = 144 \text{ s} \quad (5.9)$$

Über Gleichung (5.7) werden damit die Proportionalitätskonstante K_P und die Nachstellzeit T_N des PI-Reglers berechnet zu

$$K_R = 1,73 \frac{1}{m} \quad T_N = 576 s . \quad (5.10)$$

Diese Werte sollen im folgenden Abschnitt bei der Simulation des geschlossenen Regelkreises verwendet werden.

Die Normierung auf den Einheitssignalbereich durch Normierung des Stellbereichs in Gleichung (5.7) ist nicht exakt. Denn wie in Abschnitt 5.1.3 erläutert, ist das Ventilverhalten nicht linear. Die Streckenverstärkung ist deshalb arbeitspunktabhängig. Da aber die Reglerparameter unabhängig vom Arbeitspunkt konstant sein sollen, wird der aus der hier betrachteten Sprungantwort ermittelte Wert der Streckenverstärkung auf den gesamten Arbeitsbereich angewendet.

5.3 Analyse des geschlossenen Regelkreises

Mit den im vorangegangenen Abschnitt bestimmten Reglerparametern wird nun das entworfene Regelkonzept im Simulationsmodell implementiert um das Regelverhalten verschiedener Betriebsfälle zu bewerten.

5.3.1 Langsame Strahlungsänderung

Bei der Simulation des allmählichen Strahlungsrückgangs am Nachmittag in Abschnitt 5.1.2.1 wurde festgestellt, dass der Füllstand in den Wärmeübertragern sinkt, bedingt durch die zurückgehende Kondensation. Zur Untersuchung, wie die entworfene Regelung auf langsame Strahlungsänderungen reagiert, wird nun der geschlossene Regelkreis simuliert. Für die Störgröße wird dabei der Strahlungsverlauf zwischen 8 und 16 Uhr zugrunde gelegt. Zu Beginn der Simulation herrscht ein Gleichgewichtszustand mit folgenden Startwerten:

Tabelle 4: Startwerte der Simulationsparameter für den Gleichgewichtszustand bei 400 W/m²

$ANI = 400 \text{ W/m}^2$	$\dot{Q}_{\text{ORC}} = 197 \text{ kW}$	$p_D = 5,6 \text{ bar}_{\text{abs}}$
$\dot{m}_D = 0,080 \text{ kg/s}$	$H_{V30} = 0,09$	$\vartheta_{DT} = 156^\circ\text{C}$
$x_{\text{SF}} = 0,158$	$n_{\text{SpwP}} = 2240 \text{ min}^{-1}$	$l_{WÜ0} = 0,25 \text{ m}$

Abbildung 5.16 zeigt den Verlauf der vom Solarfeld eingebrachten thermischen Leistung \dot{Q}_{Sol} und die vom ORC abgenommene thermische Leistung \dot{Q}_{ORC} . Dadurch ergibt sich der in Abbildung 5.17 dargestellte Verlauf des Dampfdrucks und der Volumenströme in Abbildung 5.18. Der geregelte Wärmeübertrager-Füllstand ist in Abbildung 5.19 dargestellt. Zusätzlich ist auf der rechten Ordinatenachse der Ventilhub des Regelventils V30 aufgetragen.

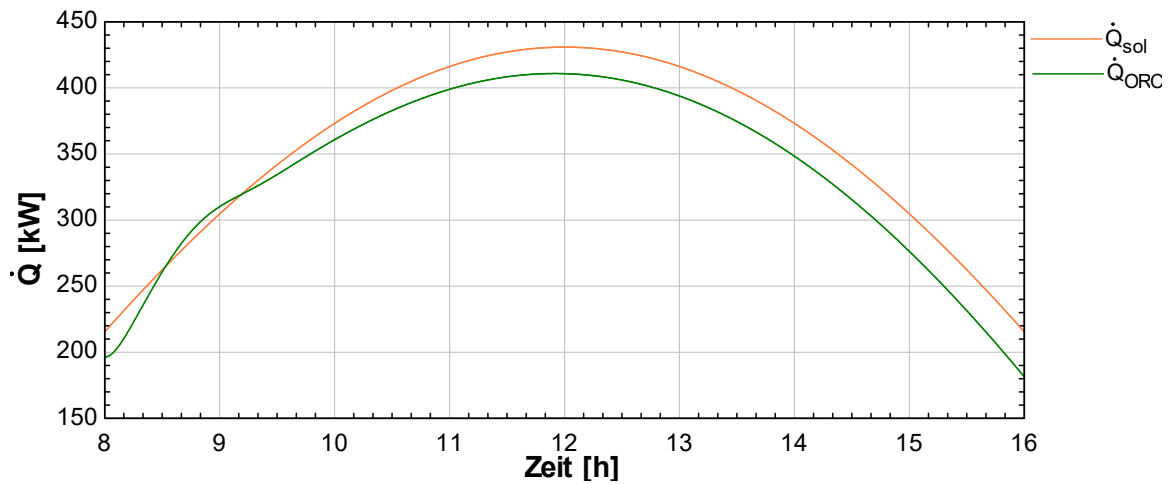


Abbildung 5.16: Verlauf von Solar- und ORC-Leistung bei langsam zu- und abnehmender Strahlung mit regeltem Ventil V30

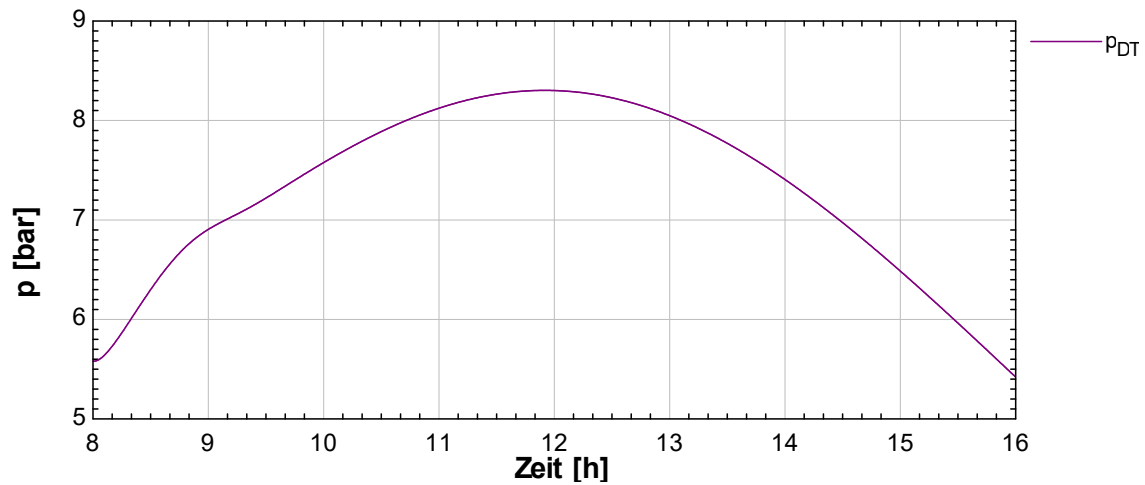


Abbildung 5.17: Druckverlauf in der Dampftrommel bei langsam zu- und abnehmender Strahlung mit regeltem Ventil V30

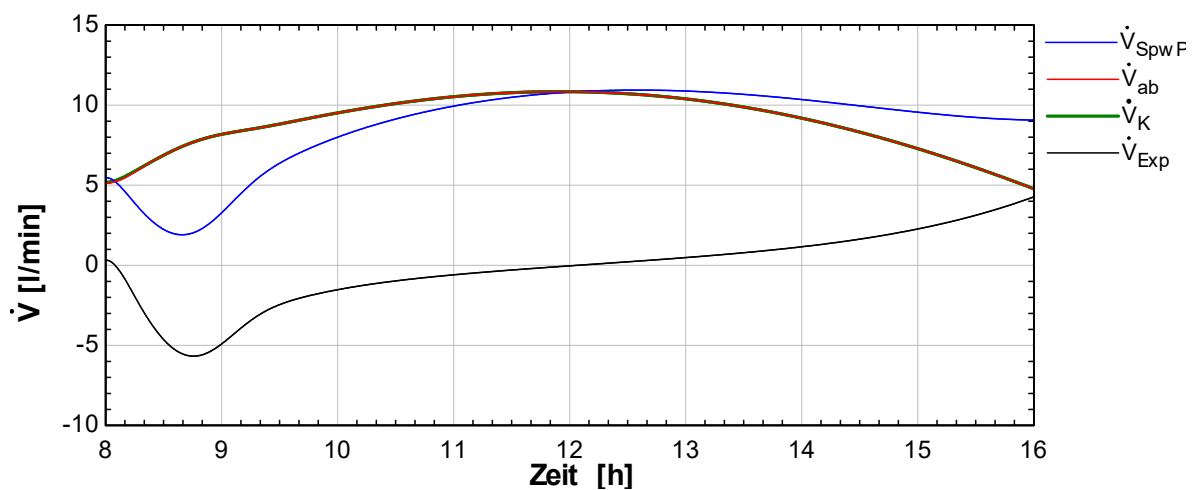


Abbildung 5.18: Verlauf der Volumenströme bei langsam zu- und abnehmender Strahlung mit regeltem Ventil V30

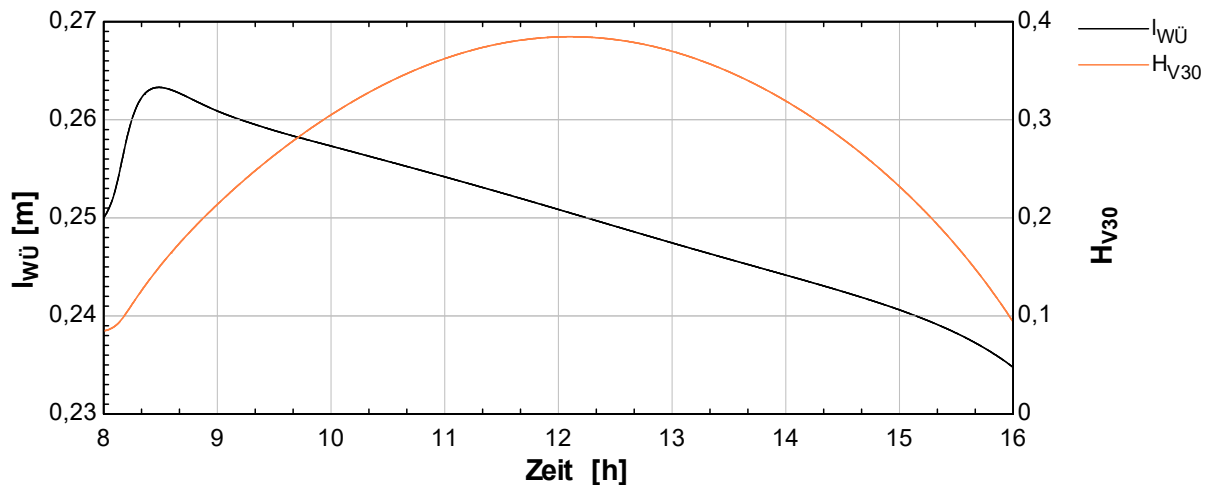


Abbildung 5.19: Verlauf des Wärmeübertrager-Füllstands und des Ventilhubes bei langsam zu- und abnehmender Strahlung mit und ohne Regelung des Ventils V30

Im Verlauf der Volumenströme ist zu sehen, wie sich der Expansionstank an die Druckänderung in der Anlage anpasst. Vormittags nimmt er Wasser aus dem System auf, nachmittags gibt er es wieder ab. Dies hat auch einen deutlich erkennbaren Einfluss auf den Speisewasserstrom. Der abgeführte Volumenstrom passt sich durch die implementierte Regelung aber fast ohne Abweichungen an den Kondensatstrom an. Der in Abbildung 5.19 dargestellte Füllstand steigt zunächst leicht auf 0,263 m an und sinkt dann im Verlauf des Tages auf 0,235 m ab. Die maximale Regelabweichung innerhalb des dargestellten Zeitraums von 8 bis 16 Uhr beträgt somit 6 %:

$$\Delta l_{WÜ \max} = \frac{|l_{WÜ}^* - l_{WÜ \min/\max}|}{l_{WÜ}^*} = \frac{|0,25 \text{ m} - 0,235 \text{ m}|}{0,25 \text{ m}} = 6,0 \% \quad (5.11)$$

5.3.2 Fokussieren von Kollektoren

Werden während des Betriebs einzelne Kollektoren in die Sonne gedreht, so entspricht dies einem plötzlichen Anstieg der solaren Leistung \dot{Q}_{Sol} . Um diesen Fall zu simulieren, wird im Modell bei gleichbleibender Aperturfläche der ANI-Wert sprunghaft von 400 W/m^2 auf 533 W/m^2 erhöht. Die Erhöhung um 133 W/m^2 entspricht in etwa dem Fokussieren von zwei zusätzlichen Kollektoren bei einer Einstrahlung von 800 W/m^2 . Da die thermische Trägheit der Absorberrohre bei der Dampferzeugung vernachlässigt wird, führt dies zu einem sprunghaftigen Anstieg der thermischen Leistung des Solarfelds. In der Realität würde sich das Material erst aufwärmen. Zusätzlich würde bei beginnender Verdampfung Wasser aus den Absorberrohren mitgerissen und in die Dampftrommel gelangen.

Zu Beginn der Simulation herrscht ein Gleichgewichtszustand mit den in Tabelle 4 aufgeführten Startwerten. In Abbildung 5.20 ist zu erkennen, wie sich die vom ORC abgenommene Leistung an die vom Solarfeld gelieferte Leistung anpasst. Da die ORC-Regelung im Modell nur mit einem einfachen Proportionalregler realisiert wurde, findet diese Anpassung nur lang-

sam und mit starkem Überschwingen statt. Nichtsdestotrotz kann die Regelung des Wärmeübertrager-Füllstandes den abgeführten Volumenstrom, wie in Abbildung 5.21 zu sehen, ohne große Abweichungen an den Kondensatstrom anpassen. Das Niveau in den Wärmeübertragern (Abbildung 5.22) kann durch die Regelung innerhalb des erlaubten Regelbereichs gehalten werden. Mit einem maximalen Wert von 0,228 m beträgt die Überschwingweite 15,2 %.

$$\Delta l_{W\ddot{U} \max} = \frac{|l_{W\ddot{U}}^* - l_{W\ddot{U} \min/\max}|}{l_{W\ddot{U}}^*} = \frac{|0,25 \text{ m} - 0,288 \text{ m}|}{0,25 \text{ m}} = 15,2 \% \quad (5.12)$$

Nachdem sich zwischen Solar- und ORC-Leistung wieder ein Gleichgewicht eingestellt hat, erreicht auch der Wärmeübertrager-Füllstand wieder den Sollwert von 0,25 m.

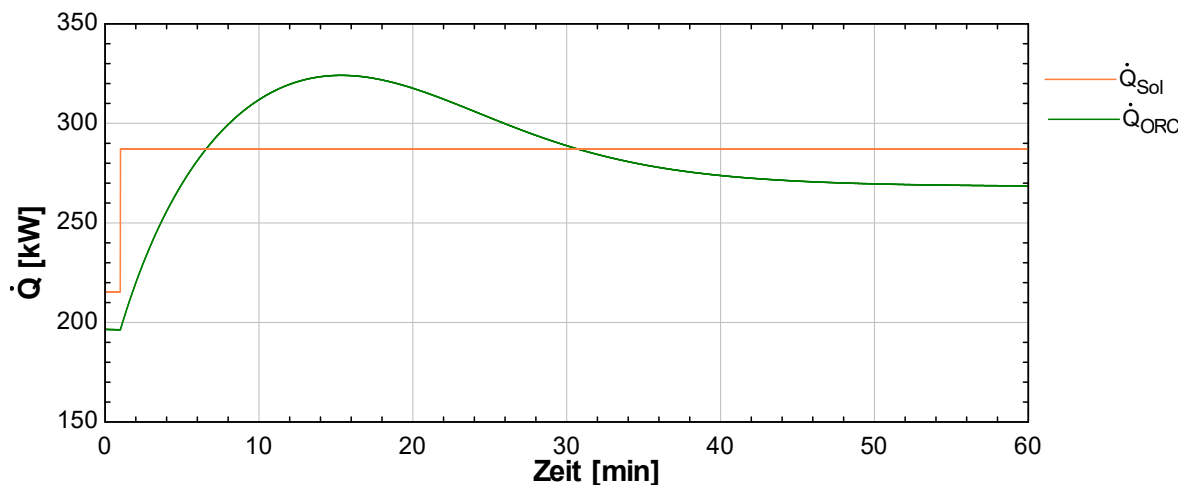


Abbildung 5.20: Verlauf von Solar- und ORC-Leistung bei sprungförmigem Anstieg der Strahlung mit regeltem Ventil V30

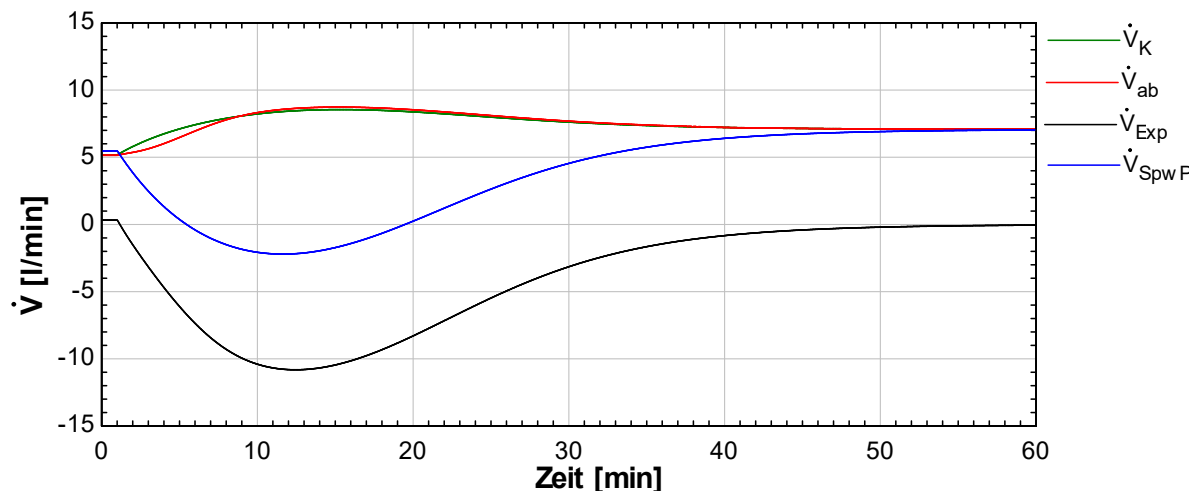


Abbildung 5.21: Verlauf der Volumenströme bei sprungförmigem Anstieg der Strahlung mit regeltem Ventil V30

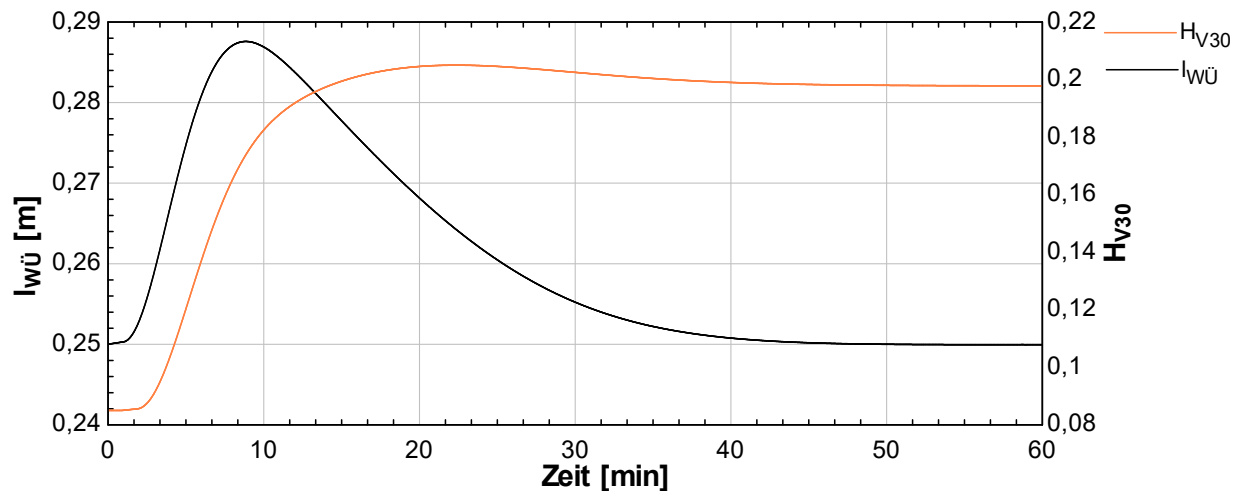


Abbildung 5.22: Verlauf des Wärmeübertrager-Füllstands und des Ventilhubes bei sprungförmigem Anstieg der Strahlung mit und ohne Regelung des Ventils V30

5.3.3 Strahlungseinbruch

Bei plötzlichen Strahlungseinbrüchen tritt der in Abschnitt 5.1.2.2 beschriebene Effekt auf, dass der Dampfdruck unter den Druck des Expansionstanks sinkt und dieser somit Wasser in die Wärmeübertrager drückt. Dass dieser Effekt durch die implementierte Regelung nicht verhindert, aber abgeschwächt werden kann, zeigen die Simulationsergebnisse in den Abbildungen 5.23 bis 5.25. Zu Beginn der Simulation herrscht der Gleichgewichtszustand mit den folgenden Startwerten:

Tabelle 5: Startwerte der Simulationsparameter für den Gleichgewichtszustand bei 800 W/m²

$ANI = 800 \text{ W/m}^2$	$\dot{Q}_{\text{ORC}} = 411 \text{ kW}$	$p_D = 8,3 \text{ bar}_{\text{abs}}$
$\dot{m}_D = 0,169 \text{ kg/s}$	$H_{V30} = 0,38$	$\vartheta_{DT} = 172 \text{ }^\circ\text{C}$
$x_{\text{SF}} = 0,325$	$n_{\text{SpwP}} = 2240 \text{ min}^{-1}$	$l_{WÜ0} = 0,25 \text{ m}$

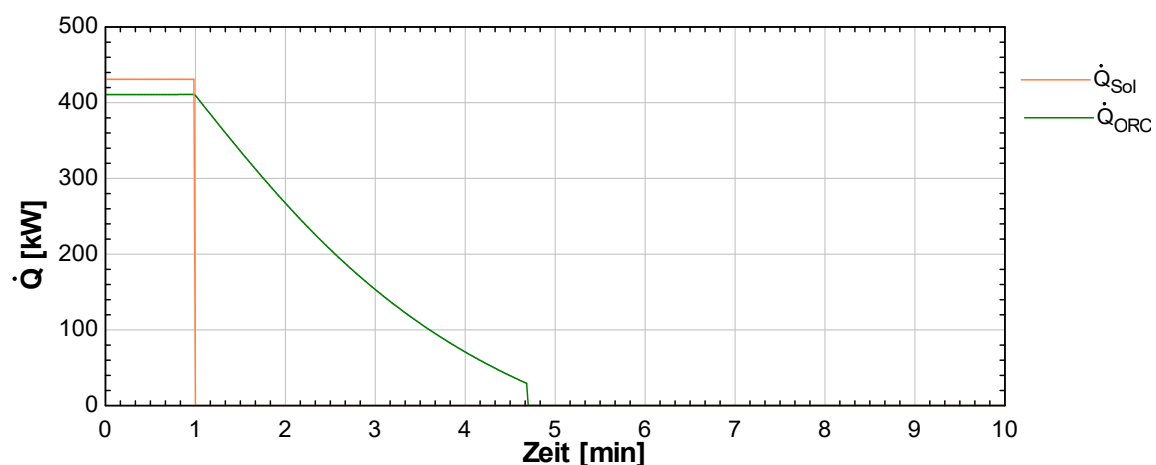


Abbildung 5.23: Wärmeübertrager-Füllstand nach einem Strahlungseinbruch geregelt und unregelt

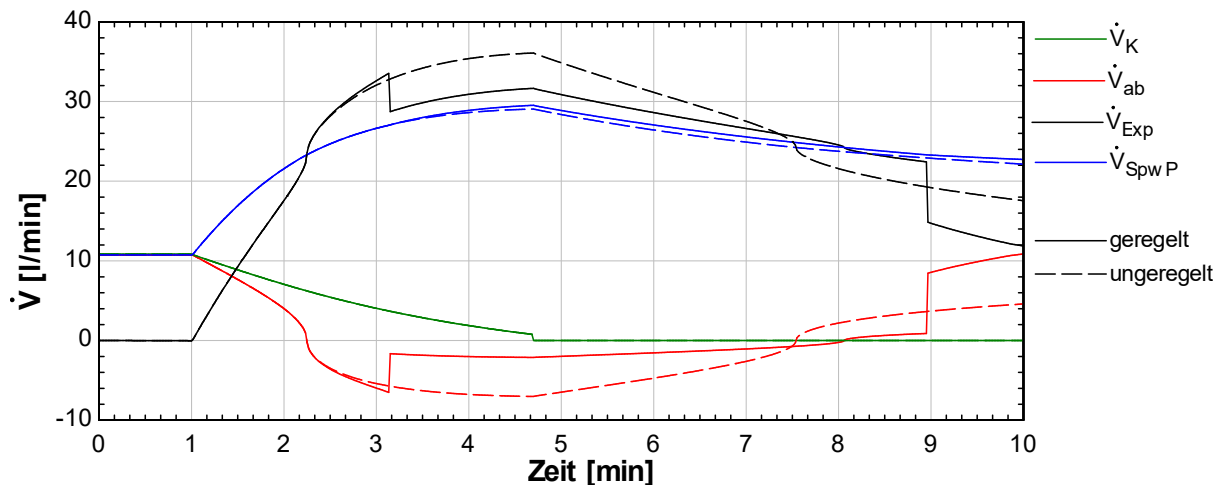


Abbildung 5.24: Volumenströme nach einem Strahlungseinbruch geregelt und ungeregelt

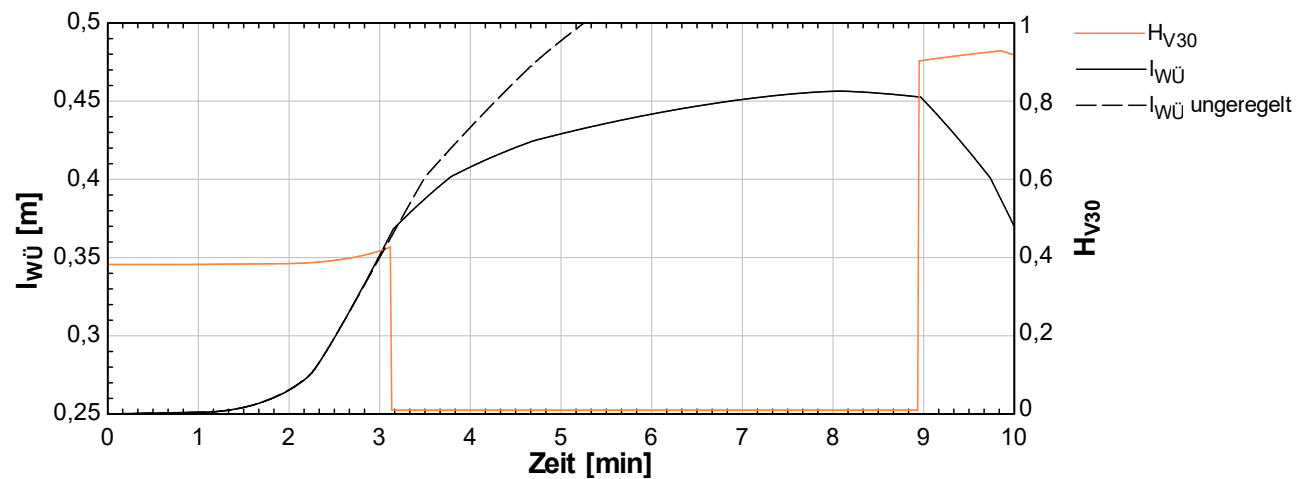


Abbildung 5.25: Wärmeübertrager-Füllstand und Ventilhub nach einem Strahlungseinbruch geregelt und ungeregelt

Da das Ventil im Modell eine Verzögerung von 53 s besitzt, ist der Verlauf der Volumenströme des geregelten Betriebs in der ersten Minute der gleiche wie im ungeregelten Fall. Die Richtungsumkehr des abgeführten Volumenstroms \dot{V}_{ab} tritt nach etwa 1 min 15 s auf, das Regelventil kann jedoch erst 53 s später darauf reagieren und schließen. Bis zum Zeitpunkt der Umschaltung zwischen Regelbetrieb und Rückflussschutz erhöht die Regelung, bedingt durch den steigenden Füllstand, den Ventilhub etwas. Im Vergleich zum Betrieb ohne Regelung erhöht dies den Volumenstrom von Expansionsstank zu den Wärmeübertragern sogar leicht. Ab dem Zeitpunkt der Umschaltung, wird dieser auf ein Minimum von etwa -2,1 l/min begrenzt. Da in den Wärmeübertragern weiterhin Dampf kondensiert, steigt der Füllstand dennoch weiter an. Nach ca. 3 min 40 s ist der Dampfdruck unter die Grenze von 4 bar gesunken und der ORC stellt die Leistungsabnahme ein. Da das Modell der Wärmeübertrager keine Trägheiten enthält, nimmt damit auch der Kondensatstrom unmittelbar den Wert Null an. Ab diesem Zeitpunkt steigt der Füllstand langsamer an. Zusätzlich geht auch der Ausgleichsstrom des Expansions-

tanks zurück. Dies ist darin begründet, dass der Dampftrommel nun kein Dampf mehr entnommen wird, wodurch der Dampfdruck nur noch langsam sinkt⁴ und die Druckdifferenz zwischen Dampftrommel und Expansionstank zurückgeht.

Zu dem Zeitpunkt, an dem der ORC die Leistungsabnahme beendet, hat der Füllstand einen Wert von 0,424 m erreicht. Die maximale Regelabweichung während des Betriebs beträgt somit 69,6 %.

$$\Delta l_{WÜ \max} = \frac{|l_{WÜ}^* - l_{WÜ \min/\max}|}{l_{WÜ}^*} = \frac{|0,25 \text{ m} - 0,424 \text{ m}|}{0,25 \text{ m}} = 69,6 \% \quad (5.13)$$

Anschließend steigt der Füllstand noch auf einen Wert von 0,456 m an. Da zu diesem Zeitpunkt der ORC bereits außer Betrieb gegangen ist, ist dies für eine Bewertung der Füllstandsregelung aber nicht mehr relevant.

Neben der Vernachlässigung der thermischen Trägheit der Wärmeübertrager gibt es drei Ursachen, durch die der Anstieg des Füllstands im Modell stärker ausgeprägt ist als in der Realität. Erstens ist die Anpassung der ORC-Leistung an die Dampfparameter im Simulationsmodell nur durch einen einfachen Proportionalregler realisiert. In Wirklichkeit wird dort ein PID-Regler eingesetzt, dessen Parameter allerdings unbekannt sind. Es kann aber davon ausgegangen werden, dass dieser eine schnellere Anpassung der abgenommenen ORC-Leistung an die eintretende Solarleistung ermöglicht. Zweitens bildet das Modell nicht ab, dass die Wärmeübertragung vom Kondensatlevel abhängt. Steigt der Füllstand, dann verringert sich tatsächlich der Wärmeübergangskoeffizient der Wärmeübertrager und es fällt weniger Kondensat an, wodurch der Füllstand weniger stark steigt. Drittens ist die Verzögerung des Regelventils in Wirklichkeit nicht sprung- sondern rampenförmig. Sobald das Ventil das Stellsignal erhält, beginnt es, den Ventilhub mit einer Stellgeschwindigkeit von $1/53 \text{ s}$ zu verändern. Ein Schließen des Ventils von $H_{V30} = 0,38$ auf $H_{V30} = 0,0$ wäre somit schon nach 20 s abgeschlossen.

5.3.4 Wolkendurchzug

Als Beispiel eines praxisnahen Betriebsfalls soll hier das Regelverhalten bei einem kurzen Wolkendurchzug simuliert werden. Ausgehend von dem bereits beschriebenen stationären Gleichgewichtsfall mit den in Tabelle 5 aufgeführten Werten, wird nach einer Minute ein Strahlungseinbruch mit einer Dauer von drei Minuten aufgeprägt. Anschließend beträgt der ANI-Wert wieder 800 W/m^2 . Der aus dem Solarfeld kommende Massenstrom hat während des Wolkendurchzugs ebenfalls den Wert $\dot{m}_{SF} = 0 \text{ kg/s}$, danach hat er wieder den Anfangswert $\dot{m}_{SF} = 0,65 \text{ kg/s}$. In der Realität führt eine erneute Verdampfung dazu, dass mit dem Dampfstrom zusätzliches Wasser mitgerissen wird, das sich während des Wolkendurchzugs angesammelt

⁴ Durch Entnahme des Rezirkulationsmassenstroms und thermische Verluste sinkt der Dampfdruck auch weiterhin.

hat. Der Massenstrom aus dem Solarfeld ist demnach nach dem Ende des Strahlungseinbruchs höher als der Wert im Gleichgewicht und würde dann wieder auf den Gleichgewichtswert sinken. Da sich das Wasser in den Absorberrohren während eines kurzen Strahlungseinbruchs aber nur wenig abkühlt, hat dieser Effekt auf die Druckänderung im System nur eine geringe Auswirkung. Bei der Betrachtung des Wärmeübertrager-Füllstands kann er deshalb vernachlässigt werden. Die Abbildungen 5.26 bis 5.29 zeigen den Verlauf der Wärmeströme, den Druckverlauf in Dampftrommel und Expansionsstank, den Verlauf der Volumenströme sowie den geregelten Füllstand in den Wärmeübertragern.

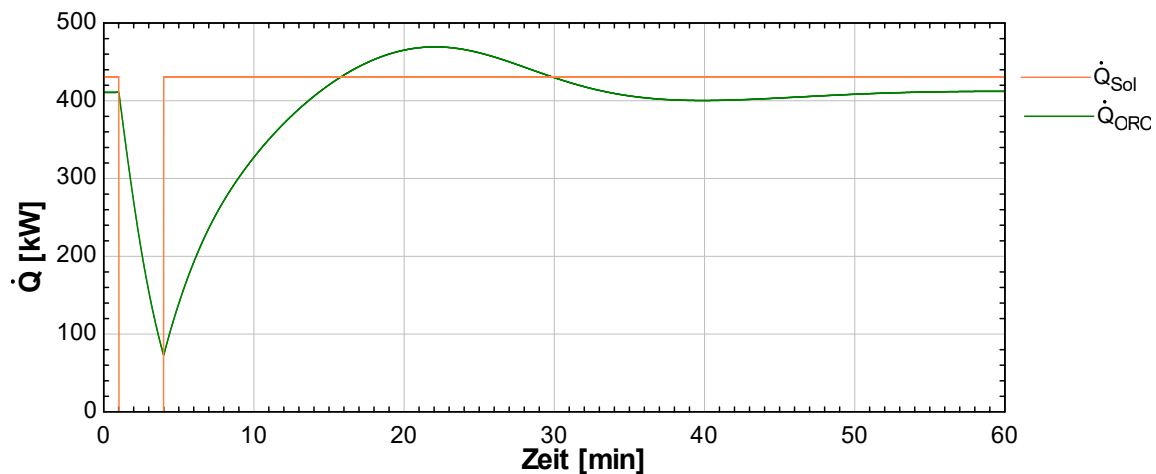


Abbildung 5.26: Verlauf von Solar- und ORC-Leistung bei einem dreiminütigen Wolkendurchzug zwischen Minute 2 und 5

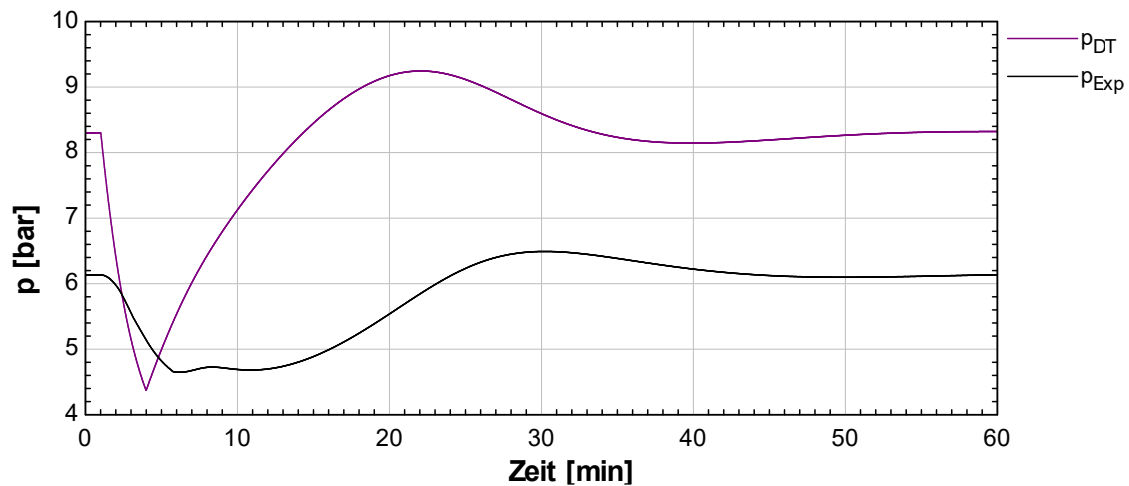


Abbildung 5.27: Druckverlauf in der Dampftrommel und am Expansionsstank bei einem dreiminütigen Wolkendurchzug zwischen Minute 2 und 5

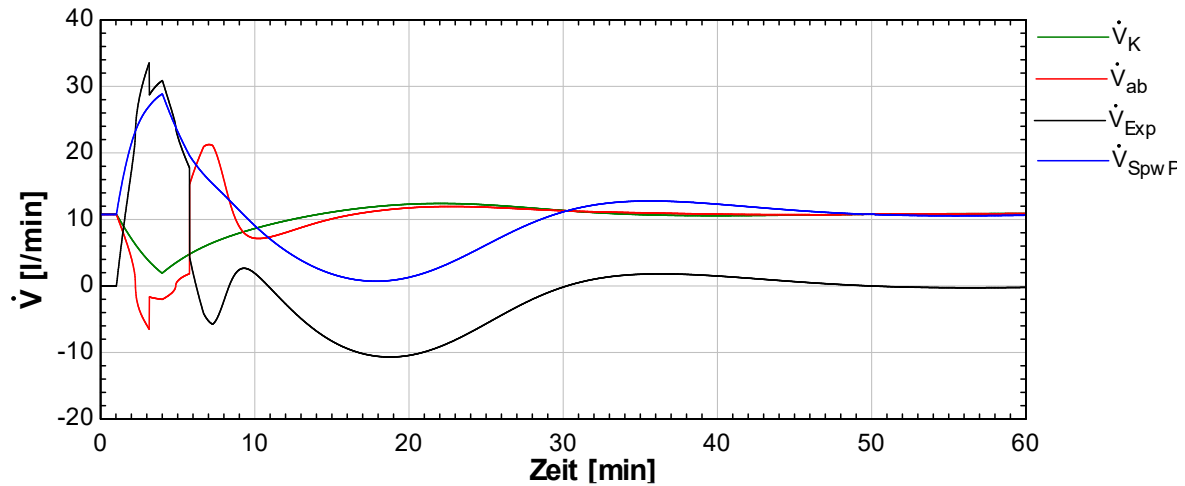


Abbildung 5.28: Volumenströme bei einem dreiminütigen Wolkendurchzug zwischen Minute 2 und 5

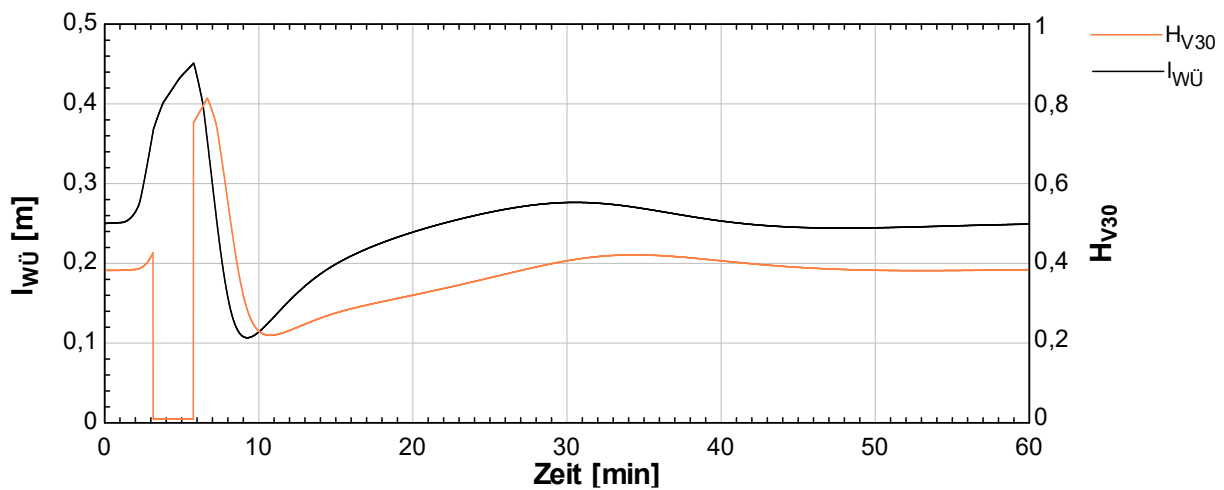


Abbildung 5.29: Ventilhub und Wärmeübertrager-Füllstand bei einem dreiminütigen Wolkendurchzug zwischen Minute 2 und 5

In Abbildung 5.29 ist zunächst der gleiche Füllstandsanstieg wie beim bereits simulierten Strahlungseinbruch zu beobachten. Obwohl nach etwa zwei Minuten der Rückflussschutz greift, steigt das Level noch weiter bis auf einen Maximalwert von 0,451 m an. Etwa eine Minute nachdem die Strahlung zurückgekehrt ist, ist der Dampfdruck wieder über den Druck im Expansionstank gestiegen (s. Abbildung 5.27) und der normale Regelbetrieb löst den Rückflussschutz ab. Das Ventil öffnet und lässt das angesammelte Kondensat abfließen. Der Füllstand sinkt dadurch bis auf 0,107 m ab, bevor er wieder zu steigen beginnt. Die maximale Regelabweichung beträgt 80,4 %. Der zulässige Regelbereich wird während der gesamten Zeit eingehalten.

$$\Delta l_{WÜ \max} = \frac{|l_{WÜ}^* - l_{WÜ \min/\max}|}{l_{WÜ}^*} = \frac{|0,25 \text{ m} - 0,451 \text{ m}|}{0,25 \text{ m}} = 80,4 \% \quad (5.14)$$

Wie schnell das System wieder in einen Gleichgewichtszustand zurück findet, hängt in erster Linie von der Güte der ORC-Regelung ab. Im simulierten Beispielfall vergehen nach der Strahlungsrückkehr etwa 25 Minuten, bis der Dampfdruck wieder weniger als 5 % vom Druck des

Gleichgewichtszustands abweicht. Die Regelabweichung des Füllstands in den Wärmeübertragern kann ab diesem Zeitpunkt unter 10 % gehalten werden. Da über die Parameter der ORC-Regelung keine Informationen vorliegen, wurde sie im Modell nur als einfacher Proportionalregler implementiert. Wenn die vom ORC abgenommene Leistung in der Realität durch einen geeigneten PID-Regler schneller auf Druckänderung reagieren kann, unterliegt auch der Dampfdruck geringeren Schwankungen und der Wärmeübertrager-Füllstand erreicht früher wieder den Sollwert. In Abschnitt 5.4.2 werden die Auswirkungen der ORC-Regelung auf das Gesamtsystem genauer erläutert.

5.4 Bewertung des Regelkonzepts

5.4.1 Wärmeübertrager-Füllstand

Die Simulation des geschlossenen Regelkreises in Abschnitt 5.3 zeigt, inwieweit das für den Füllstand in den Wärmeübertragern vorgeschlagene Regelkonzept in der Lage ist, auf Einstrahlungsänderungen zu reagieren. Tabelle 6 fasst die gewonnenen Erkenntnisse zusammen.

Tabelle 6: Zusammenfassung der Simulationsergebnisse zum Wärmeübertrager-Füllstand

Strahlungsänderung	Dominierende transiente Vorgänge	Regelmechanismus	Max. Regelabw.
langsam steigende Strahlung z. B. vormittags	⇒ Druck in der DT steigt langsam (0,02 bar/min) ⇒ ORC erhöht abgeführte Leistung ⇒ Kondensatmassenstrom steigt ⇒ Füllstand steigt	PI-Regler	5,4 %
langsam sinkende Strahlung z. B. nachmittags	⇒ Druck in der DT sinkt langsam (0,02 bar/min) ⇒ ORC reduziert abgeführte Leistung ⇒ Kondensatmassenstrom sinkt ⇒ Füllstand sinkt	PI-Regler	6,0 %
schnell steigende Strahlung z. B. beim Fokussieren von Kollektoren	⇒ Druck in der DT sinkt schnell (0,2 bar/min) ⇒ ORC erhöht abgeführte Leistung ⇒ Kondensatmassenstrom steigt ⇒ Füllstand steigt	PI-Regler	15,2 %
schnell sinkende Strahlung z. B. bei einem Strahlungseinbruch	⇒ Druck in der DT steigt schnell (1,9 bar/min) ⇒ Druck im ExpT steigt langsamer als in der DT ⇒ Abgeführter Massenstrom sinkt / kehrt sich um ⇒ Füllstand steigt	PI-Regler mit RFS	69,6 %

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass bei langsamen Strahlungsänderungen der aus den Wärmeübertragern abgeführte Massenstrom durch die Regelung zuverlässig an den sich ändernden Kondensatmassenstrom angepasst werden kann. Die maximale Abweichung des Füllstands vom Sollwert beträgt bei der Simulation des Verlaufs eines wolkenfreien Tages von 8 bis 16 Uhr lediglich 6 %.

Bei schnellen Strahlungsänderungen unterscheidet sich die Auswirkung eines plötzlichen Strahlungseinbruchs deutlich von der Auswirkung, die eine plötzliche Erhöhung der Solarfeldleistung auf den Füllstand der Wärmeübertrager hat. Bei einem Strahlungseinbruch führt die Trägheit des Expansionstanks dazu, dass sich die Strömungsrichtung zwischen Wärmeüber-

trager und Expansionstank umkehrt und dadurch der Füllstand trotz des sinkenden Kondensatmassenstroms steigt. Dieser Effekt kann durch den in der Regelung implementierten Rückflussschutz eingedämmt werden. Bis der ORC etwa 3 min 40 s nach dem Strahlungseinbruch außer Betrieb geht, steigt der Füllstand nicht weiter als auf eine Höhe von 0,424 m an. Der maximal zulässige Bereich für vorübergehende Regelabweichungen wird somit eingehalten. Die maximale Regelabweichung beträgt 69,6 %.

Während bei einem plötzlichen Strahlungseinbruch der Einfluss auf den abgeführten Massenstrom dominierend ist, so steigt bei einer sprungförmigen Erhöhung der Solarfeldleistung der zugeführte Kondensatmassenstrom schneller als der abgeführte Massenstrom. Der Ausgleichsvorgang des Expansionstanks bewirkt in diesem Fall vor allem einen Rückgang des Speisewassermassenstroms. Die Differenz zwischen zu- und abgeführtem Massenstrom kann durch die Regelung ausgeglichen und der Anstieg des Füllstands auf eine maximale Abweichung von 15,2 % des Sollwerts begrenzt werden.

5.4.2 Bedeutung der ORC-Regelung

Vor allem bei schnellen Strahlungsänderungen wird deutlich, dass die Güte der ORC-Regelung ausschlaggebend dafür ist, wie schnell das System wieder in einen Gleichgewichtszustand zurückfindet. Ist die Proportionalverstärkung der ORC-Regelung zu gering gewählt, führt dies zu einer positiven Rückkopplung des Drucks in der Dampftrommel. Wenn beispielsweise zusätzliche Kollektoren fokussiert werden, steigt durch die erhöhte Dampfproduktion der Druck in der Dampftrommel. Auf die Druckänderung reagiert der Expansionstank und nimmt Wasser aus dem System auf, wodurch ein geringerer Massenstrom in die Dampftrommel zurückgeführt wird. Dadurch erhöht sich die Temperatur des ins Solarfeld eintretenden Massenstroms, wodurch wiederum der Dampfanteil am Solarfeldausgang und damit der Druck in der Dampftrommel steigt. Kann die ORC-Regelung dieser Druckerhöhung nicht schnell genug mit einer erhöhten Leistungsabnahme entgegenwirken, verstärkt sich dieser Effekt so lange, bis der maximal zulässige Druck erreicht ist und die Steuerung des Solarfelds die Kollektoren aus der Sonne dreht.

Wie in Abschnitt 5.3.4 bereits erläutert, ist aber zu erwarten, dass die ORC-Leistung in der Praxis durch einen PID-Regler schneller an die Solarleistung angepasst werden kann, als durch den Proportionalregler in der Simulation. Die bei schnellen Strahlungsänderungen auftretenden Druckschwankungen wären dadurch geringer und damit auch die Schwankungen der Druckdifferenz zwischen Wärmeübertrager und Expansionstank, welche den abgeführten Massenstrom bestimmt. Für den Füllstand der Wärmeübertrager bedeutet eine schnellere ORC-Regelung somit einerseits eine geringere Störwirkung auf den abgeführten Massenstrom, andererseits aber eine schnellere Änderung des zugeführten Kondensatmassenstroms. Die Änderungsgeschwindigkeit des letzteren ist durch die thermische Trägheit der Wärmeübertrager begrenzt, welche im Modell vernachlässigt wurde. Es wird deshalb erwartet, dass

die hier entworfene Regelung imstande ist, den abgeführten Massenstrom an die Änderung des Kondensatmassenstroms anzupassen. Im Fall eines Strahlungseinbruchs wirkt sich eine schnellere Leistungsanpassung des ORC sogar positiv auf den Wärmeübertrager-Füllstand aus. Denn dann kann sich weniger Kondensat anstauen, während das Regelventil durch den Rückflussschutz geschlossen ist.

5.4.3 Dampftrommel-Füllstand

In Abschnitt 3.2 wurde die Hypothese aufgestellt, dass eine Regelung, welche den Füllstand in den Wärmeübertragern konstant hält, den Speisewassermassenstrom an den Dampfmassestrom anpasst. Dann würde der Füllstand der Dampftrommel nur noch von der Massenverschiebung zwischen Dampftrommel und Solarfeld beeinflusst. Diese Vermutung wurde durch die Simulation des aufgestellten Modells nicht bestätigt. Stattdessen sinkt der Speisewassermassenstrom bei steigender Leistung und steigt bei sinkender Leistung. Denn der Speisewassermassenstrom wird bei Strahlungsänderungen durch den Ausgleichsstrom des Expansionstanks überlagert. Bei sinkendem Druck wird Wasser aus dem Expansionstank in die Dampftrommel verschoben. Bei steigendem Druck sinkt der Speisewassermassenstrom und es wird weniger Wasser aus dem Speisewasserkreis in die Dampftrommel zurückgeführt als Dampfmasse entnommen wird. Die Wassermasse, welche bei beginnender Verdampfung aus den Absorberrohren verdrängt wird, kann folglich durch den Expansionstank aufgenommen und bei sinkender Strahlung wieder abgegeben werden. Ob dieser Ausgleichsvorgang auch bei plötzlichen Strahlungsänderungen so schnell abläuft, dass der Füllstand der Dampftrommel im zulässigen Bereich bleibt, kann im Simulationsmodell nur für den Fall des Strahlungseinbruchs überprüft werden. Denn nur für diesen Fall ist das dynamische Verhalten des Solarfelds im Modell abgebildet.

Bei einem plötzlichen Ausbleiben der Solarstrahlung bricht die Verdampfung in den Absorberrohren zusammen, der Dampf kondensiert und das zuvor mit Nassdampf gefüllte Volumen wird mit Wasser aufgefüllt. Vom Solarfeld gelangt kaum noch Dampf in die Dampftrommel. In der Simulation wird deshalb ab dem Zeitpunkt des Strahlungseinbruchs der Massenstrom $\dot{m}_{SF} = 0$ gesetzt. Abbildung 5.30 zeigt den Verlauf des Wasservolumens in der Dampftrommel der in Abschnitt 5.3.3 beschriebenen Simulation.

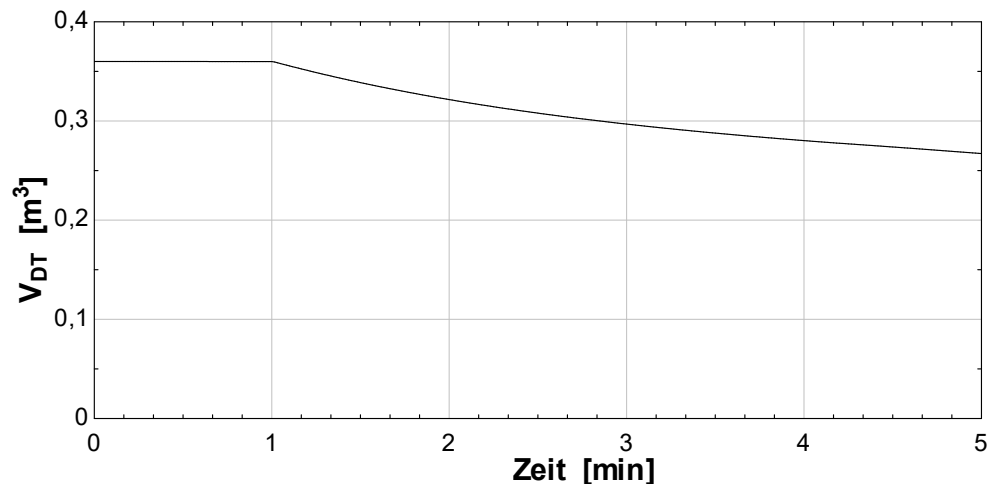


Abbildung 5.30: Verlauf des Wasservolumens in der Dampftrommel bei einem Strahlungseinbruch

Der plötzliche Einbruch der Strahlung führt zu einem Sinken des Dampftrommel-Füllstands. Bis zu dem Zeitpunkt, an dem der ORC die Wärmeabnahme beendet (4 min 40 s), sinkt das Wasservolumen in der Dampftrommel von einem Anfangswert von $0,36 \text{ m}^3$ auf $0,28 \text{ m}^3$. Für den Fall des plötzlichen Strahlungseinbruchs kann der Füllstand folglich im zulässigen Bereich gehalten werden. Für den Fall einer schnellen Erhöhung der Solarleistung bleibt dies in der Praxis zu prüfen. Im Allgemeinen sollte darauf geachtet werden, dass der Dampftrommelfüllstand bei geringer Einstrahlung in der unteren Hälfte und bei hoher Einstrahlung in der oberen Hälfte der Dampftrommel liegt. Sollte die Praxis zeigen, dass der zulässige Bereich des Füllstands überschritten wird, kann eine zusätzliche Regelung der Rezirkulationspumpe in Abhängigkeit des Dampftrommel-Füllstands implementiert werden.

Auch eine Regelung durch die Speisewasserpumpe, wie in Anlagen mit offenem Dampfkreislauf üblich, ist denkbar. Da es sich hier um ein geschlossenes System handelt, würde sich eine Änderung des Speisewassermassenstroms zwar auf den Füllstand der Wärmeübertrager rückwirken, jedoch erst nach einigen Minuten. Denn wie in Abschnitt 5.1.3 gezeigt, führt eine Drehzahländerung der Speisewasserpumpe in den ersten Minuten vor allem zu einem Ausgleichsstrom des Expansionstanks, während der abgeführte Massenstrom in dieser Zeit nahezu unverändert bleibt. Das Regelventil müsste folglich erst nach Abklingen des Ausgleichsvorgangs auf den veränderten Speisewassermassenstrom reagieren.

5.4.4 Diskussion der Simulationsergebnisse

Im Simulationsmodell kann der Wärmeübertrager-Füllstand durch die entworfene Regelung innerhalb des zulässigen Bereichs für bleibende Regelabweichungen gehalten werden. Da bei der Modellierung vereinfachende Annahmen getroffen wurden, ist zu erwarten, dass das System in der Realität ein von den Simulationsergebnissen abweichendes Verhalten aufweist. Dass die Funktionalität der Regelung trotzdem erhalten bleibt, soll hier in einer kurzen Zusammenfassung der wichtigsten Modellannahmen und deren Auswirkungen begründet werden.

Die Vernachlässigung der dynamischen Vorgänge im Solarfeld führt in der Simulation zu einer schnelleren Änderung der Solarfeldleistung als in der Realität. Bei einem Strahlungseinbruch sinkt der Dampfmassenstrom tatsächlich nicht sprungförmig zu null, sondern nimmt langsam ab. Beim Fokussieren von kalten Kollektoren nimmt die Dampfproduktion erst verzögert zu, da die Absorberrohre zunächst aufgewärmt werden müssen. Die Auswirkungen einer Strahlungsänderung auf den Füllstand der Wärmeübertrager sind in der Realität somit ebenfalls verzögert. Zudem wird für die Dampftrommel im Modell eine ideale Durchmischung angenommen. Tatsächlich liegt eine thermische Schichtung vor, wodurch eine Änderung des Speisewasser-massenstromes zu geringeren Druckschwankungen führt als in der Simulation.

Auch die bei der Modellierung der Wärmeübertrager getroffenen Vereinfachungen führen in der Simulation zu stärkeren Füllstandsschwankungen als diese in der Realität auftreten würden. Die Vernachlässigung der thermischen Trägheit der Wärmeübertrager führt bei einer Änderung des Massenstroms auf der Sekundärseite zu einer sofortigen Änderung des Kondensatmassenstroms auf der Primärseite. Zudem ist die übertragene Wärmeleistung in der Simulation unabhängig vom Kondensatlevel im Wärmeübertrager. Da der Wärmeübergangskoeffizient von Wasser aber geringer ist als von Dampf, würde tatsächlich die Kondensation bei steigendem Füllstand zurückgehen und dadurch der Füllstand langsamer ansteigen.

Wie stark sich die vernachlässigten Effekte in der Realität auswirken, bleibt in der Praxis zu prüfen. Es kann jedoch festgehalten werden, dass der Wärmeübertrager-Füllstand durch die beschriebenen Vernachlässigungen in der Simulation stärkeren Schwankungen ausgesetzt ist, als dies in der Realität zu erwarten ist. Das hier entwickelte Regelkonzept kann folglich so wie vorgeschlagen in der Praxis eingesetzt werden. Lediglich die Reglerparameter müssen an das reale Streckenverhalten angepasst werden. Die in der Simulation bestimmten Parameter können dabei als Startwert für eine weitere Optimierung dienen

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Rahmen des Projekts REELCOOP wird zu Forschungs- und Ausbildungszwecken in Tunis ein Parabolrinnenkraftwerk mit Direktverdampfung errichtet. Die Forschungsanlage unterscheidet sich von bisher untersuchten Systemen insofern, als es sich um einen geschlossenen Kreislauf handelt und die Energie des Wasserdampfs durch Kondensation in zwei Wärmeübertragern an einen Organic Rankine Kreisprozess abgegeben wird.

In dieser Arbeit wurden die transienten Vorgänge im Speisewasserkreis der Anlage analysiert und ein Regelkonzept vorgeschlagen, mit dem das Kondensatlevel in den Wärmeübertragern innerhalb der vorgegebenen Grenzen gehalten wird.

Zur Analyse der Regelstrecke wurde diese modelliert und verschiedene Fälle von Einstrahlungsänderungen simuliert. Hierbei zeigte sich, dass der Expansionstank, welcher in dem geschlossenen System der Druckhaltung dient, die Regelgröße maßgeblich beeinflusst. Er bewirkt, dass sich der Füllstand in den Wärmeübertragern bei schnellen und langsamen Strahlungsänderungen grundsätzlich verschieden verhält. Um dem zu begegnen, beinhaltet das Regelkonzept eine Fallunterscheidung. Diese ermöglicht es, den Füllstand in allen simulierten Betriebsfällen innerhalb der zulässigen Grenzen zu halten. Des Weiteren zeigte die Simulation, dass die Anpassung der Leistungsabnahme des ORC an das solare Strahlungsangebot eine entscheidende Rolle für die Stabilität des Systems spielt. Je schneller die ORC-Regelung reagiert, desto schneller erreicht auch das Kondensatlevel wieder den Sollwert.

Durch den gegenseitigen Einfluss der beiden Regelgrößen trägt eine erfolgreiche Regelung des Wärmeübertrager-Füllstands auch dazu bei, den Füllstand in der Dampftrommel konstant zu halten. Dass dieser tatsächlich innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt, konnte in der Simulation nur für den Fall des plötzlichen Strahlungseinbruchs bestätigt werden. Denn das dynamische Verhalten des Verdampfungsvorgangs im Solarfeld bildet das Simulationsmodell nicht ab. Sollte die Praxis zeigen, dass der Dampftrommel-Füllstand den zulässigen Bereich überschreitet, kann die Speisewasserpumpe oder die Rezirkulationspumpe genutzt werden, um diesen zu regeln. Welche der beiden Pumpen dabei bessere Ergebnisse erzielt, bleibt zu untersuchen.

Das in dieser Arbeit entwickelte Regelkonzept kann wie dargestellt in der Praxis eingesetzt werden. Aufgrund der getroffenen Modellannahmen weist die reale Regelstrecke zwar ein von der Simulation abweichendes Verhalten auf. Es ist jedoch zu erwarten, dass sich Störungen in der Realität weniger stark auswirken als im Modell. Somit müssen lediglich die Reglerparameter an das reale Streckenverhalten angepasst werden. Die in der Simulation bestimmten Parameter können dabei als Startwert für eine weitere Optimierung dienen. Das verbesserte Verständnis der transienten Vorgänge im Dampfkreislauf der REELCOOP-Anlage schafft damit eine Grundlage für deren reibungslose Inbetriebnahme in Tunis.

Literaturverzeichnis

- [1] BP p.l.c, *BP Statistical Review of world Energy June 2016*. London, 2016.
- [2] Ambassade de France en Tunisie, “Le secteur des énergies renouvelables en Tunisie,” *Service économique regional*. 2016.
- [3] International Energy Agency, *Key World Energy Statistics*. Paris, 2016.
- [4] G. Schneider, H. Maier, M. Stenglein, P. Schicktanz, R. Stepper, and D. Schlipf, “Direct Molten Salt Linear Receiver CSP-concepts with MS-TES Compared with Direct Steam Generation Linear Receiver CSP-concepts with Solid Bed TES,” in *Energy Procedia*, 2015, vol. 69, pp. 1412–1420.
- [5] Verband der Deutschen CSP, *Positionspapier - Dezentrale Erzeugung von Strom und Wärme mit CSP*. Berlin, 2015.
- [6] C. Kost *et al.*, *Stromgestehungskosten Erneuerbare Energien*, no. November. Freiburg: Fraunhofer ISE, 2013.
- [7] L. Valenzuela, E. Zarza, and J. León, “Approaches for controlling the level in water/steam separators of a DSG solar field cofigured in recirculation mode.,” *SolarPACES2006*, pp. 1–8, 2006.
- [8] M. Eck and T. Hirsch, “Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation,” *Sol. Energy*, vol. 81, no. 2, pp. 268–279, 2007.
- [9] H. Watter, *Regenerative Energiesysteme*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [10] C. Sattler, “Lecture ‘Solarthermische Kraftwerke.’” Technische Universität Dresden, Dresden, 2015.
- [11] J. F. Feldhoff *et al.*, “Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage,” *Sol. Energy*, vol. 86, pp. 520–530, 2012.
- [12] T. Hirsch, J. F. Feldhoff, K. Hennecke, and R. Pitz-Paal, “Advancements in the Field of Direct Steam Generation in Linear Solar Concentrators—A Review,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 35, no. 3, pp. 258–271, 2014.
- [13] J. Ericsson, “The Sun Motor And The Sun’s Temperature,” *Nature*, vol. 29, p. 217, 1884.
- [14] M. J. Müller, *Strömungsphänomene bei der Direktverdampfung in Parabolrinnen-Solarkraftwerken*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 1995.
- [15] P. Geskes, *Zweiphasenströmung in Ringkanälen solarer Dampferzeugerrohre*. Stuttgart: VDI Verlag GmbH, 1998.
- [16] J. F. Feldhoff, “Analysis of Once-Through Boiler Concepts in Parabolic Troughs.” RWTH Aachen, 2015.
- [17] R. Bayón, E. Rojas, L. Valenzuela, E. Zarza, and J. León, “Analysis of the experimental behaviour of a 100 kWth latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, pp. 2643–2651, 2010.

- [18] D. Laing, T. Bauer, N. Breidenbach, B. Hachmann, and M. Johnson, "Development of high temperature phase-change-material storages," *Appl. Energy*, vol. 109, pp. 497–504, 2013.
- [19] M. Seitz, P. Cetin, and M. Eck, "Thermal Storage Concept for Solar Thermal Power Plants with Direct Steam Generation," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 993–1002, 2014.
- [20] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, "Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs," *Sol. Energy*, vol. 78, pp. 301–311, 2005.
- [21] A. Aurousseau, V. Vuillerme, and J.-J. Beziau, "Control systems for direct steam generation in linear concentrating solar power plants – A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 56, pp. 611–630, 2016.
- [22] J. Lunze, *Regelungstechnik 1*. Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg , 2010.
- [23] J. Lunze, *Regelungstechnik 2*, no. Bd. 2. Berlin Heidelberg: Springer, 2008.
- [24] SpiraxSarco, *Grundlagen des Einsatzes von Wärmetauschern in Dampfanlagen*. 2009.
- [25] Automatisierungstechnik VDI/VDE-Gesellschaft Meß- und, "VDI/VDE 3502: Trommelwasserstand-Regelung in konventionellen Dampfkraftwerken," *VDI/VDE-Richtlinien*, 1996.
- [26] Kelvion Brazed PHE GmbH, "Data Sheet GBS-Series." Nobitz-Wilchwitz, 2016.
- [27] Zuccato Energia S.r.l, "Drawing Serbatoio Condense." Verona, 2015.
- [28] T. W. Peter von Böckh, *Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis*, vol. 6. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag GmbH, 2015.
- [29] R. L. Bernd Epple Wladimir Linzer, Heimo Walter, *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*. Wien: Springer-Verlag, 2012.
- [30] M. Eck and T. Hirsch, "Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation," *Sol. Energy*, vol. 81, pp. 268–279, 2007.
- [31] F S K Fachverband Schaumkunststoffe e. V., "Rohrdämmung nach Energieeinsparverordnung (EnEV)," vol. 2017. Frankfurt, 2002.
- [32] P. Schlaifer, "Performance Calculations and Optimization of a Fresnel Direct Steam Generation CSP Plant with Heat Storage," KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm, 2012.
- [33] H. Zoebl and J. Kruschik, *Strömung durch Rohre und Ventile*. Wien: Springer-Verlag, 1978.
- [34] L. R. Ochoa, *Engineering Aspects of a Parabolic Trough Collector Field with Direct Steam Generation and an Organic Rankine Cycle*, no. October. Fachhochschule Aachen, 2014.
- [35] G. Strohrmann, *Automatisierung verfahrenstechnischer Prozesse*. München, Wien: Oldenbourg-Industrieverlag , 2002.
- [36] ARI-Armaturen, "ARI-STEVI 470/471 (DN15-150) Technische Daten." ARI-Armaturen

- Albert Richter GmbH & Co. KG, Schloß Holte Stukenbrock, 2016.
- [37] S. P. S. GmbH, *Kreiselpumpen mit Peripheralrad und Magnetkupplung - Originalbetriebsanleitung*. Roth, 2016.
- [38] W. Hofmann, *Elektrische Maschinen: Lehr- und Übungsbuch*. München: Pearson, 2013.
- [39] J. F. Gülich, "Kreiselpumpen - Handbuch für Entwicklung, Anlageplanung und Betrieb." Springer Vieweg, Berlin Heidelberg NV - 4, 2013.
- [40] Speck Pumpen Systemtechnik GmbH, "Telephone Call Technical Support." 2017.
- [41] P. von Böckh and M. Stripf, *Technische Thermodynamik: Ein beispielorientiertes Einführungsbuch*. Springer Berlin Heidelberg, 2016.
- [42] DELTA Electronics, "Sensorless Vector Control Compact Drive - VFD-EL Series User Manual." Taoyuan City, 2015.
- [43] KSB, "KSB Know-how, Band 1: Der Druckstoß." KSB Aktiengesellschaft, 2013.
- [44] T. Bindel and D. Hofmann, *Projektierung von Automatisierungsanlagen*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [45] P. F. Orłowski, *Praktische Regeltechnik*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2011.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Schematische Darstellung von Parabolrinnen (links oben), Solarturm (rechts oben), Linear Fresnel Kollektor (links unten) und Dish Kollektor (unten rechts) © DLR	4
Abbildung 2.2:Kraftwerksschema eines konventionellen Parabolrinnenkraftwerks mit Öl als Wärmeträgermedium und fossiler Zufeuerung © DLR	6
Abbildung 2.3: Die drei Konzepte der Direktverdampfung (von oben): Durchlauf-, Rezirkulations- und Einspritzkonzept © DLR	7
Abbildung 2.4: Formen der Zweiphasenströmung [16]	8
Abbildung 2.5: Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten über die Länge eines Loops [18]	9
Abbildung 2.6: Temperaturverlauf beim Be- und Entladen mit Wasserdampf eines sensiblen (links) und eines Latentwärmespeichers (rechts) [21]	10
Abbildung 2.7: Regelkreis mit Vorsteuerung [24]	11
Abbildung 3.1: Komponenten und Beteiligte des REELCOOP Prototype 3	13
Abbildung 3.2: P&ID der REELCOOP-Anlage Prototype 3	15
Abbildung 3.3: Legende zum P&ID der REELCOOP-Anlage Prototype 3	16
Abbildung 3.4: Schematische Darstellung der Massenströme zwischen den Hauptkomponenten des Systems	18
Abbildung 3.5: ORC-Modul, links der Bypassstank mit Füllstandsanzeige, in der Mitte WÜ1, rechts WÜ2	20
Abbildung 3.3: Mess- und Regelbereich für die Füllstandsregelung der Wärmeübertrager	21
Abbildung 4.1: Vereinfachtes P&ID des Speisewasserkreises mit den für die Regelung relevanten Komponenten	24
Abbildung 4.2: Anordnung der Wärmeübertrager mit den Bereichen verschiedener Querschnitte	26
Abbildung 4.3: Allgemeines Blockschaltbild der Regelstrecke	27
Abbildung 4.4: P&ID des ORC	30
Abbildung 4.5: Bilanzierung der Dampftrommel	32
Abbildung 4.6: Vergleich der Druckverläufe in einem Dampfspeicher mit und ohne Berücksichtigung der verzögerten Kondensation bzw. Nachverdampfung beim Beladen (links) und Entladen (rechts) eines Dampfspeichers [34]	36
Abbildung 4.7: Druckverlauf im Speisewasserkreis im Auslegungsfall	39
Abbildung 4.8: Ventilkennlinie des Regelventils V30	40
Abbildung 4.9: Anlagenkennlinien des Speisewasserkreises bei variablem Ventilhub des Regelventils V30	41
Abbildung 4.10: Pumpen- und Anlagenkennlinien für variable Drehzahlen	43
Abbildung 4.11: Betriebsbereiche einer Kreiselpumpe [40]	44
Abbildung 4.12: Im Modell angenommene Pumpenkennlinie für den erweiterten Betriebsbereich	44
Abbildung 4.13: Bypassschaltung	45
Abbildung 4.14: Rohrnetz- und Pumpenkennlinie des Speisewasserkreises	45

Abbildung 4.15: Volumenänderungen im Expansionstank	48
Abbildung 4.16: Blockschaltbild des detaillierten Modells der Regelstrecke.....	49
Abbildung 5.1: Grundstruktur des Regelkreises, aus [24]	51
Abbildung 5.2: Im Modell angenommener Tagesverlauf der solaren Direktstrahlung.....	52
Abbildung 5.3: Zeitlicher Verlauf der Wärmeströme, der Drücke, der Volumenströme und des Füllstands in den Wärmeübertragern bei langsam sinkender Einstrahlung zwischen 12 und 15 Uhr	53
Abbildung 5.4: Zeitverläufe der Drücke, Volumenströme und des Wärmeübertragerfüllstands bei einem plötzlichen Strahlungseinbruch.....	55
Abbildung 5.5: Verlauf der Volumenströme bei plötzlichem Strahlungseinbruch mit Bypassschaltung, Variante 1	58
Abbildung 5.6: Verlauf der Volumenströme bei plötzlichem Strahlungseinbruch mit Bypassschaltung, Variante 2	58
Abbildung 5.7: Vergleich der Druckverläufe bei plötzlichem Strahlungseinbruch am Expansionstank ohne und mit Bypass in Variante 1 und 2	58
Abbildung 5.8: Vergleich des Füllstand-Verlaufs bei plötzlichem Strahlungseinbruch ohne und mit Bypass in Variante 1 und 2	59
Abbildung 5.9: Mit dem Regelventil V30 einstellbarer Volumenstrom im stationären Zustand für verschiedene Pumpendrehzahlen	60
Abbildung 5.10: Mit der Speisewasserpumpe einstellbarer Volumenstrom im stationären Zustand bei verschiedenen Ventileinstellungen.....	60
Abbildung 5.11: Sprungantwort der Volumenströme bei sprungförmiger Erhöhung des Ventilhubs von V30	61
Abbildung 5.12: Sprungantwort der Volumenströme bei sprungförmiger Erhöhung der Drehzahl der Speisewasserpumpe.....	62
Abbildung 5.13: Regelkreis.....	64
Abbildung 5.14: Übergangsfunktion $h(t)$ einer Strecke ohne Ausgleich [45].....	65
Abbildung 5.15: Übergangsfunktion der Regelstrecke bei einem Sprung des Ventilhubs von 0,4 auf 1,0 (schwarz) und Asymptote (orange)	66
Abbildung 5.16: Verlauf von Solar- und ORC-Leistung bei langsam zu- und abnehmender Strahlung mit geregelterm Ventil V30	68
Abbildung 5.17: Druckverlauf in der Dampftrommel bei langsam zu- und abnehmender Strahlung mit geregelterm Ventil V30	68
Abbildung 5.18: Verlauf der Volumenströme bei langsam zu- und abnehmender Strahlung mit geregelterm Ventil V30	68
Abbildung 5.19: Verlauf des Wärmeübertrager-Füllstands und des Ventilhubs bei langsam zu- und abnehmender Strahlung mit und ohne Regelung des Ventils V30	69
Abbildung 5.20: Verlauf von Solar- und ORC-Leistung bei sprungförmigem Anstieg der Strahlung mit geregelterm Ventil V30	70
Abbildung 5.21: Verlauf der Volumenströme bei sprungförmigem Anstieg der Strahlung mit geregelterm Ventil V30	70

Abbildung 5.22: Verlauf des Wärmeübertrager-Füllstands und des Ventilhubes bei sprungförmigem Anstieg der Strahlung mit und ohne Regelung des Ventils V30.....	71
Abbildung 5.23: Wärmeübertrager-Füllstand nach einem Strahlungseinbruch geregelt und ungeregelt	71
Abbildung 5.24: Volumenströme nach einem Strahlungseinbruch geregelt und ungeregelt..	72
Abbildung 5.25: Wärmeübertrager-Füllstand und Ventilhub nach einem Strahlungseinbruch geregelt und ungeregelt	72
Abbildung 5.26: Verlauf von Solar- und ORC-Leistung bei einem dreiminütigen Wolkendurchzug zwischen Minute 2 und 5.....	74
Abbildung 5.27: Druckverlauf in der Dampftrommel und am Expansionstank bei einem dreiminütigen Wolkendurchzug zwischen Minute 2 und 5	74
Abbildung 5.28: Volumenströme bei einem dreiminütigen Wolkendurchzug zwischen Minute 2 und 5	75
Abbildung 5.29: Ventilhub und Wärmeübertrager-Füllstand bei einem dreiminütigen Wolkendurchzug zwischen Minute 2 und 5.....	75
Abbildung 5.30: Verlauf des Wasservolumens in der Dampftrommel bei einem Strahlungseinbruch	80

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Druckverluste im Speisewasserkreis.....	38
Tabelle 2: Startwerte der Simulationsparameter für den Gleichgewichtszustand bei 800 W/m ²	52
Tabelle 3: Ventil- und Drehzahleinstellungen für Varianten mit und ohne Bypass.....	57
Tabelle 4: Startwerte der Simulationsparameter für den Gleichgewichtszustand bei 400 W/m ²	67
Tabelle 5: Startwerte der Simulationsparameter für den Gleichgewichtszustand bei 800 W/m ²	71
Tabelle 6: Zusammenfassung der Simulationsergebnisse zum Wärmeübertrager- Füllstand	77

Anlagen

1 Modellparameter des EES-Hauptprogramms

Parameter	Beschreibung	Eingabewert	Einheit
A_Ap	Aperturfläche des Solarfelds	979,2	m ²
ANI_init	Solarstrahlung – Startwert	400; 800	W/m ²
c_Steel	Spezifische Wärmekapazität von Stahl	0,5	kJ/kg/K
d_DT	Isolierdicke der Dampftrommel	0,008	m
d_RL	Isolierdicke der Rohrleitungen	0,003	m
dp_Rez	Durch Rezirkulationspumpe überwundene Druckdifferenz	2,4	bar
dt_main	Zeitintervall des Hauptprogramms	1; 10	s
eta_SF	Wirkungsgrad des Solarfelds	0,55	-
Graedigkeit	Grädigkeit der Wärmeübertrager	15	K
h_V30_init	Ventilhub von V30 – Startwert	0; 0,085; 0,38	-
h_V30_min	Minimalwert des Ventilhubes von V30	0	-
h_V30_max	Maximalwert des Ventilhubes von V30	1	-
k_Byp	Druckverlustkonstante des Bypassventils	6×10^4 ; $2,3 \times 10^5$; 10^9	bar*s ² /kg/m ³
k_h_P	Proportionalverstärkung der WÜ-Regelung	1,73	
k_pORC	Proportionalverstärkung der ORC-Regelung	5,2	-
lambda	Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	0,045	W/m/K
level_Soll	Sollwert des Wärmeübertrager-Füllstands	0,25	m
m_DT	Stahlmasse der Dampftrommel	200	kg
m_SF	Masse des dampfgefüllten Teils des Solarfelds	1252	kg
m_dot_D_init	Massenstrom zwischen Dampftrommel und Wärmeübertrager – Startwert	0,01; 0,08; 0,169	kg/s
m_dot_ORCnenn	Massenstrom des ORC-Fluids – Auslegungswert	2,6	kg/s
m_dot_Rez	Massenstrom zwischen Dampftrommel und Solarfeldeingang	0,65	kg/s

m_dot_SF	Massenstrom zwischen Solarfeldausgang und Dampftrommel	0,65	kg/s
n	Drehzahl	2440	min ⁻¹
O_DT	Oberfläche der Dampftrommel	3	m ²
O_RL	Oberfläche der Rohrleitungen	3,5	m ²
p_0	Druck in der Dampftrommel Startwert	4; 5,58; 8,3	bar
p_Exp_init	Geschätzter Anfangsdruck im Expansionstank	6	bar
p_ORCin	Druck auf der Sekundärseite der Wärmeübertrager	14	bar
p_V2zu	Druck unterhalb dessen das Ventil V2 schließt	4	bar
T_amb	Umgebungstemperatur	25	°C
T_Dnenn	Setpoint der ORC-Regelung	175	°C
T_h_N	Nachstellzeit der WÜ-Regelung	576	s
tEnd_main	Simulationszeit des Hauptprogramms	600; 3600	s
t_ORCin	Eingangstemperatur des ORC-Fluids	64,1	°C
V_DT	Volumen der Dampftrommel	0,4	m ³
V_SF	Dampfvolumen des Solarfelds	0,566	m ³
V_I_0	Wasservolumen in der Dampftrommel – Startwert	0,36	m ³
verz	Verzögerung der WÜ-Regelung	53	s

2 Modellparameter des EES-Subprogramms Expansionstank

Parameter	Beschreibung	Eingabewert	Einheit
k_VS	Kvs-Wert des Ventils	4	m ³ /h
SV	Stellverhältnis des Ventils	30	-
p#	Referenzdruck für Ventilberechnung	1	bar
p_N0	Druck im Expansionstank nach Befüllung	1,5	bar
rho#	Referenzdichte für Ventilberechnung	1000	kg/m ³
V_N0	Volumen des Stickstoffs beim Befüllen	1,4	m ³

3 Modellparameter des EES-Subprogramms Level

Parameter	Beschreibung	Eingabewert	Einheit
A_HEX1	Querschnittsfläche WÜ1	0,04	m ²
A_HEX2	Querschnittsfläche WÜ2	0,02	m ²
A_Verb	Querschnittsfläche Verbindung	0,01	m ²
d_Byp	Durchmesser Bypassstank	0,3	m
h_a	Oberkante des Bereichs a	0,401	m
h_b	Oberkante des Bereichs b	0,532	m
h_C	Oberkante des Bereichs c	0,8	m

4 Modellparameter des EES-Subprogramms Pumpenkennlinie

Parameter	Beschreibung	Eingabewert	Einheit
n50	Drehzahl bei 50 Hz	2800	min ⁻¹
p1	Abgelesener Wert aus Pumpenkennlinie	5	bar
p2	Abgelesener Wert aus Pumpenkennlinie	1,5	bar
V1	Abgelesener Wert aus Pumpenkennlinie	2	l/min
V2	Abgelesener Wert aus Pumpenkennlinie	22	l/min
V_dot_max	Maximaler Volumenstrom der Pumpe	35	l/min